

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Мельничук Сергій Леонідович

УДК 621.867.42

ДИСЕРТАЦІЯ

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КАНАТНИХ СИСТЕМ З ЛЕБІДКАМИ НА ГВИНТОВИХ ОПОРАХ

05.05.05 – Піднімально-транспортні машини

13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора
філософії)

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ С. Л. Мельничук

Науковий керівник:
Гевко Богдан Матвійович,
доктор технічних наук, професор
Заслужений винахідник України

Тернопіль – 2018

АНОТАЦІЯ

Мельничук С.Л. Обґрунтування параметрів канатних систем з лебідками на гвинтових опорах. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.05 – «Піднімально-транспортні машини». – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2018.

Робота присвячена підвищенню ефективності піднімально-транспортних лебідок з профільними гвинтовими опорами. Виведено аналітичні залежності визначення кінематичних і динамічних навантажень у лебідках, встановлених на профільні гвинтові опори при переміщенні вантажів. Обґрунтовано аналітичні залежності для визначення сумарних динамічних навантажень від поздовжніх і поперечних коливань каната, а також диференціальні рівняння динаміки лебідки з визначенням силових і конструктивних параметрів із використанням числового методу розв'язання диференційних рівнянь Рунге-Кутта.

Для проведення експериментальних досліджень виготовлено канатно-транспортну установку довжиною 30 м, висотою опор 2...3 м і кутом нахилу траси транспортування 2,6...3,8°. Параметри гвинтових профільних опор: зовнішні діаметри 80, 100, 120 мм, діаметри гвинтових елементів опор 130...160 мм з кількістю витків 6...12, кроком 20...40 мм. Встановлено максимальні значення навантажувальної здатності опор, які знаходились у межах 800...3000 Н залежно від виду ґрунту. Представлено результати експериментальних досліджень впливу конструктивних і технологічних параметрів транспортно-канатної установки і параметрів гвинтових опор на динамічні навантаження.

Ключові слова: піднімально-транспортна лебідка, гвинтові профільні опори, канат, процеси транспортування, кінематичні й динамічні процеси.

SUMMARY

Melnychuk S.L. Substantiation of the parameters of rope systems with winches on screw supports. The qualification scientific work on the manuscript copyright.

Ph.D. thesis in Engineering Sciences with major in 05.05.05 “Lifting-and-Transport Vehicles”. Ternopil Ivan Pul’uj National Technical University, Ternopil, 2018.

The objective of the thesis is to improve the performance of lifting-transport winches with profile screw supports. The analytical dependencies for determining kinematic and dynamic loads in winches mounted on profile screw supports during the movement of loads are developed. The analytical dependencies for determining the total dynamic loads on the longitudinal and lateral vibrations of the rope are derived. The differential equations of winch dynamics with the definition of power and design parameters are deduced applying the numerical method for solving differential Runge-Kutta equations.

To provide experimental studies, the ropeway transport installation was manufactured. Its length is 30 m, the height of supports varies from 3 to 2 m, the inclination angle of transportation routing ranges from 2.6 to 3.8°. Parameters of screw profile supports: outer diameters 80, 100 and 120 mm, diameters of screw elements of supports from 130 to 160 mm with the number of turns from 6 to 12 and with the step from 20 to 40 mm.

The maximum values of loading capabilities of supports in the range from 800 to 3000 N are defined depending on the type of soil. The results of experimental studies of the effect of structural and technological parameters of the ropeway transport system and the parameters of the screw profile supports on dynamic loads are analyzed.

Key words: ropeway transport installation, screw profile supports, rope, transportation processes, kinematic and dynamic processes.

Список публікацій здобувача:

1. Науково-прикладні основи проектування піднімально-транспортних лебідок підвищеної навантажувальної здатності з гвинтовими опорами / Б.М. Гевко, О.А. Колесник, М.М. Марчук, В.М. Клендій, С.Л. Мельничук. – Рівне, 2016. – 196 с. *(Автор запропонував лебідки підвищеної навантажувальної здатності з гвинтовими опорами).*
2. Investigation of the dynamics of unloading the sapropel from a bucket of a cable installation / B.M. Hevko, A.Y. Diachun, V.O. Dzyura, O.P. Skyba, S.L. Mel'nychuk / INMATEH «Agricultural Engineering ». – Bucharest, 2017. – Vol 52, no2. – P. 55-61. ISSN 2068-2239 (Scopus) *(Автор запропонував динаміку розвантаження сапропелів).*
3. Визначення параметрів піднімально-транспортної лебідки з використанням фрикційної запобіжної муфти / Б.М. Гевко, Р.В. Комар, С.Л. Мельничук, Т.С. Дубиняк // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2016. – Вип. 53. – С. 32–36. *(Автор запропонував лебідки з використанням фрикційної запобіжної муфти).*
4. Обґрунтування параметрів піднімально-транспортних лебідок / О.А. Колесник, О.Я. Гурик, А.І. Пік, В.М. Клендій, С.Л. Мельничук. // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2017 – Вип. 57. – С.88–93. *(Автор запропонував та обґрунтував параметри піднімально-транспортних лебідок).*
5. Особливості конструкцій шнекових механізмів для добування сапропелів / Б.М. Гевко, В.М. Клендій, С.Л. Мельничук, М.Д. Радик // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2017 – Вип. 57. – С. 57–60. *(Автор запропонував шнекові механізми для добування сапропелів).*
6. Динамічна модель роботи піднімально-транспортної лебідки / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, В.М. Клендій, С.Л. Мельничук // Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади». – Луцьк, 2016 – Вип. №9 (2). –

С. 7–12. *(Автор запропонував динамічну модель роботи піднімально-транспортної лебідки).*

7. Колесник О.Л. Обґрунтування параметрів лебідки переносної з підвищеною навантажувальною здатністю / О.Л. Колесник, С.Л. Мельничук // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». – Вінниця, 2016. – №1 (93). – С.10-13. *(Автор запропонував та обґрунтував параметри лебідки пересувної з підвищеною навантажувальною здатністю).*

8. Дослідження лінійних коливань канатної системи під час завантаження / Б.М. Гевко, С.Л. Мельничук, С.Г. Білик, В.І. Диня // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». – Вінниця, 2016. – №1 (93). – С.5–9. *(Автором запропоновано лінійні коливання канатної системи під час завантаження).*

9. Клендій В.М. Установка для дослідження силових і конструктивних параметрів канатних механізмів / В.М. Клендій, С.Л. Мельничук // Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини». Луцького національного технічного університету. – Луцьк, 2015. – Вип. № 34. – С. 59–66. *(Автор запропонував установку для дослідження силових і конструктивних параметрів канатних механізмів).*

10. Обґрунтування параметрів лебідки переносної підвищеної навантажувальної здатності / Б.М. Гевко, О.П. Скиба, С.Л. Мельничук, О.А. Колесник // Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини» Луцького національного технічного університету. – Луцьк, 2015. – Вип. № 33. – С. 52–57. *(Автор запропонував та обґрунтував параметри лебідки переносної підвищеної навантажувальної здатності).*

11. Ляшук О.Л. Теоретичне дослідження підвісних механізмів піднімально-транспортних лебідок / О.Л. Ляшук, О.А. Колесник, С.Л. Мельничук // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2016. – Вип. 53. – С. 97–101. *(Автор запропонував підвісні механізми піднімально-транспортних лебідок).*

12. Методика проектування гвинтових робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів / Б.М. Гевко, В.М. Клендій, Т.Д. Навроцька, С.Л. Мельничук // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». – Вінниця, 2017. – №1(96). – С.176–180. *(Автор запропонував гвинтові робочі органи гнучких гвинтових конвеєрів).*

13. Дослідження кінематики вантажу у середньошвидкісному гвинтовому конвеєрі-змішувачі з осьовим коливанням шнека / А.Є. Дячун, Р.І. Чвартацький, С.Л. Мельничук, О.П. Маруніч // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». – Вінниця, 2017. – №1(96). – С.181–186. *(Автор запропонував гвинтовий конвеєр-змішувач із осьовим коливанням шнека).*

14. Пат. 112511 Україна, МПК В65G 33/08 (2006.01). Гнучкий вал / Дячун А.Є., Комар Р.В., Клендій В.М., Мельничук С.Л., Гудь В.З.; заявники і патентотримувачі Дячун А.Є., Комар Р.В., Клендій В.М., Мельничук С.Л., Гудь В.З. – № u201604729; заявл. 28.04.16; опубл. 26.12.16, Бюл. № 24. *(Частка всіх авторів однакова).*

15. Пат. 112544 Україна, МПК В65G 25/00(2006.01). Канатна установка для видобування сапропелів / Гевко Б.М., Дячун А.Є., Мельничук С.Л., Клендій В.М., Довбиш А.П.; заявники і патентотримувачі Гевко Б.М., Дячун А.Є., Мельничук С.Л., Клендій В.М., Довбиш А.П. – № u201605417; заявл. 19.05.16; опубл. 26.12.16, Бюл. №24. *(Частка всіх авторів однакова).*

16. Пат. 112545 Україна, МПК В21F 35/00 (2006.01). Пристрій для формування гвинтових пружних елементів на крок / Клендій В.М. Мельничук С.Л., Казмірчук П.В., Третяков О.Л. Котик Р.М.; заявники і патентотримувачі: Клендій В.М. Мельничук С.Л., Казмірчук П.В., Третяков О.Л. Котик Р.М. – № u201605418; заявл. 19.05.16; опубл. 26.12.16, Бюл. №24. *(Частка всіх авторів однакова).*

17. Пат. 118404 Україна, МПК Е02F 3/88 (2006.01). Гвинтовий добувний модуль озерних сапропелів / Гевко Б.М., Клендій В.М., Мельничук С.Л., Навроцька Т.Д., Шуст І.М.; заявники і патентотримувачі Гевко Б.М.,

Клендій В.М., Мельничук С.Л., Навроцька Т.Д., Шуст І.М. – № u201701003; заявл. 03.02.17; опубл. 10.08.17, Бюл. 15. *(Частка всіх авторів однакова).*

18. Пат. 108172 Україна, МПК В65G 33/08 (2006.01). Стенд для дослідження характеристик опор гвинтових лебідок / Марчук М.М., Кондратюк О.М., Марчук Н.М., Гевко Іг.Б., Мельничук С.Л.; заявники і патентоотримувачі Марчук М.М., Кондратюк О.М., Марчук Н.М., Гевко Іг.Б., Мельничук С.Л. – № u2015 12118; заявл. 07.12.15; опубл. 11.07.16, Бюл. №13. *(Частка всіх авторів однакова).*

19. Мельничук С.Л. Обґрунтування параметрів лебідки переносної навантажувальної здатності / С.Л. Мельничук // Збірник тез доповідей IV Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій»: 25–26 листопада 2015р.: тези доп. – Тернопіль, 2015. – Т.1. – С. 116–117.

20. Мельничук С.Л. Канатний механізм для переміщення вантажів / С.Л. Мельничук // XVI Міжнародна молодіжна науково-технічна конференція «Машинобудування очима молодих: перспективні ідеї – наука – виробництво»: 26–29 жовтня 2016р.: тези доп. – Суми, 2016. – С. 48–50.

21. Мельничук С.Л. Канатна установка для добування сапропелю / С.Л. Мельничук, Б.М. Гевко // XIX наукова конференція ТНТУ ім. І.Пулюя: 18–19 травня 2016р.: тези доп. – Тернопіль, 2016. – С. 29–30. *(Автор запропонував канатну установку для добування сапропелю).*

22. Мельничук С.Л. Область використання піднімально-транспортних лебідок в народному господарстві держави / С.Л. Мельничук, Т.Б. Пиндус // Актуальні задачі сучасних технологій: Збірник тез доповідей V Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів: 17–18 листопада 2016р.: тези доп. – Тернопіль, 2016. – Т.1 – С. 277–278. *(Автор запропонував піднімально-транспортні лебідки в народному господарстві держави).*

23. Радик М.Д. Гвинтовий добувальний модуль озерних сапропелів / М.Д. Радик, С.Л. Мельничук // XX Наукова конференція Тернопільського

національного технічного університету ім. Івана Пулюя: 17–18 травня 2017.: тези доп. – Тернопіль, 2017. – С. 48. *(Автор запропонував гвинтовий добувальний модуль озерних сапропелів).*

24. Мельничук С.Л. Дослідження динаміки розвантаження сапропеля із ковша канатної установки / С.Л. Мельничук // Матеріали III Всеукраїнської науково-практичної інтернет конференції «Інноваційні розробки студентів та молодих науковців в галузі технічного сервісу машин»: 1–2 грудня 2016р.: тези доп. – Харків, 2016. – С. 91.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	11
РОЗДІЛ І. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ	
1.1 Призначення і характеристика піднімально – транспортних машин	16
1.2 Загальні відомості та аналіз досліджень навантаженості елементів канатних систем	20
1.3 Аналіз конструкцій гнучких вантажних органів	27
1.4 Аналіз конструкцій гвинтових опор піднімально-транспортних лебідок	32
1.5 Висновки та задачі досліджень.....	44
 РОЗДІЛ ІІ. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ РОБОТИ ПІДНІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН З ГВИНТОВИМИ ПРОФІЛЬНИМИ ОПОРАМИ	
2.1 Обґрунтування параметрів лебідки переносної підвищеної навантажувальної здатності.....	46
2.2 Теоретичне дослідження підвісних механізмів піднімально-транспортних лебідок.....	52
2.3 Динамічна модель роботи піднімально-транспортної лебідки.....	64
2.4 Дослідження лінійних коливань канатної системи під час завантаження.	72
2.5. Дослідження динаміки розвантаження вантажу із ковша канатної установки.....	78
2.6. Висновки.....	86
 РОЗДІЛ ІІІ. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	
3.1 Програма експериментальних досліджень.....	89
3.2 . Конструкції гвинтових опор та роликового механізму.....	90
3.3 Стендове обладнання для проведення експериментальних досліджень.	93
3.4 Методика проведення експериментальних досліджень навантажувальної здатності гвинтових опор піднімально-транспортних лебідок.....	99

3.5 Моделювання середовища ґрунтового каналу.....	105
3.6. Висновки.....	106
РОЗДІЛ IV РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	
4.1 Результати експериментальних досліджень швидкості руху механізму переміщення вантажів.....	108
4.2 Результати експериментальних досліджень енергосилових параметрів переміщення вантажів.....	113
4.3 Результати експериментальних досліджень залежності сили натягу Канату.....	117
4.4 Дослідження величини моменту загвинчування гвинтових опор в ґрунт.....	122
4.5 Порівняння теоретичних та експериментальних досліджень.....	124
4.6. Висновки.....	126
РОЗДІЛ V ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОФІЛЬНОЇ ГВИНТОВОЇ ОПОРИ	
5.1 Розрахунок основних параметрів установки для проведення експериментальних досліджень гвинтової лебідки.....	128
5.2 Дослідження експлуатаційної надійності і довговічність тягових і вантажопідіймальних канатів.....	135
5.3. Комп'ютерне моделювання для вибору раціональних конструктивних параметрів профільної гвинтової опори.....	141
5.4. Техніко-економічне обґрунтування вибору гвинтових профільних опор піднімально-транспортних машин.....	144
5.5 Висновки.....	147
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	149
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	151
ДОДАТКИ.....	167

ВСТУП

Актуальність теми. В усьому великому комплексі піднімальної техніки для механізації будь-якого виробництва піднімально-транспортні машини і лебідки посідають одне з перших місць. Вони виконують функції піднімання й транспортування вантажів на підприємствах в усіх галузях промисловості – натягування ліній електро- і радіопередач, канатів при вирощуванні хмелю й винограду, прокладання різних типів проводів, трубопроводів у підводних траншеях, а також для виконання інших операцій.

Надзвичайно важливим завданням є прокладання трас для транспортування вантажів по пересіченій місцевості з різними перешкодами, зокрема тимчасових, особливо в умовах обмеженого часу для створення комунікацій. У цьому випадку багатофункціональні канатні системи (дороги) із використанням універсальних опор швидкого монтування практично не мають конкуренції.

Тому створення нових конструкцій канатних систем (КС) з гвинтовими опорами, які забезпечують розширення технологічних можливостей, зменшення енерго- і матеріальних ресурсів з покращеними умовами їх експлуатації, а також розроблення методики проектування їх робочих і опорних елементів, є **актуальним завданням**, яке має важливе народногосподарське значення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження, що складають основу дисертаційної роботи, відповідають науковому напрямку досліджень Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та виконані в рамках держбюджетних робіт «Синтез гвинтових транспортно-технологічних механізмів з розширеними технологічними можливостями на основі САПР «Гвинтові конвеєри»» (№ держ. реєстр. 0115U002450) та «Моделювання, синтез і розроблення енергоефективних транспортуючих та перевантажувальних систем для технологічної обробки насипних вантажів (№ держ. реєстр. 0117U002240).

Мета і завдання досліджень. *Мета роботи* – розширення технологічних можливостей і підвищення технологічних та конструктивних показників універсальних канатних систем для транспортування вантажів із опорами швидкого монтування.

Для досягнення мети поставлено і вирішено наступні завдання:

- проаналізувати відомі конструкції транспортних систем і на цій основі удосконалити їх конструкції та опорні елементи;
- вивести аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивних параметрів КС із розширеними технологічними характеристиками механізмів для переміщення вантажів;
- провести розрахунок конструктивних параметрів профільних гвинтових опор машин для виконання піднімально-транспортних операцій і розробити рекомендації для їх проектування;
- розробити математичну модель динамічної системи натягування каната з виведенням аналітичних залежностей для визначення силових і конструктивних параметрів;
- розробити динамічну модель роботи піднімально-транспортних механізмів, вивести аналітичні залежності для визначення параметрів режимів технологічних операцій;
- спроектувати й виготовити функціонально здатні КС із гвинтовими опорами та провести комплекс експериментальних досліджень і вивести регресійні залежності для визначення їх конструктивних і технологічних параметрів;
- розробити інженерну методику проектування КС різного функціонального призначення.

Об'єкт дослідження – процес переміщення вантажу транспортуючими канатними системами із опорами швидкого монтування.

Предмет дослідження – встановлення впливу параметрів канатних систем багатофункціонального призначення з гвинтовими опорами на їх конструктивно-технологічні характеристики.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведено з використанням методів механіко-математичного моделювання, інформатики, теорії пружності та пластичного деформування, теоретичної механіки, вибору раціональних технічних рішень. Апробацію розроблених алгоритмів, програм і методик здійснено методом комп'ютерного моделювання. Результати експериментальних досліджень отримано за допомогою спеціально розробленого оснащення з використанням сучасних засобів та методів вимірювань. Статистичне опрацювання експериментальних даних проведено з використанням прикладних програм для ПЕОМ.

Наукова новизна отриманих результатів. На основі системного підходу до проектування КС з профільними гвинтовими опорами різного функціонального призначення, вперше отримано нові наукові результати:

- виведено аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів КС із профільними гвинтовими опорами при переміщенні вантажів похилими ділянками із визначенням величини прогину каната залежно від пара-метрів траси при сталій довжині та сталому натягу від сил, які на нього діють;

- отримано подальший розвиток розроблення динамічної моделі КС під час переміщення вантажу, виведено диференційні рівняння відносних коливань та побудовано графічні залежності для визначення динамічних моментів під час їх роботи;

- досліджено динаміку розвантаження КС та виведено диференційні рівняння моменту переміщення вантажу з визначенням швидкісних характеристик і встановлено закономірності впливу конструктивних, кінематичних, технологічних параметрів розроблених профільних гвинтових опор підвищеної навантажувальної здатності на ефективність технологічного процесу.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено нові конструкції КС з розширеними технологічними можливостями для переміщення вантажів, встановлено їх раціональні конструктивно-

технологічні параметри. Розроблено стендове обладнання, а також методики проведення досліджень для визначення енергосилових параметрів процесу переміщення вантажів залежно від режимів роботи. Основні теоретичні й експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи виконано автором самостійно. Здобувач розробив теоретичні й практичні технологічні передумови роботи КС, провів комплекс експериментальних досліджень. Технічна новизна розробок захищена 5-ма деклараційними патентами України на корисні моделі.

Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації впроваджено у ТДВ «Булат» (сmt Микулинці), ПАТ «Рівнесільмаш».

Особистий внесок здобувача. Основні результати роботи автор отримав самостійно. У працях, опублікованих у співавторстві [1-5], автор обґрунтував основні параметри піднімально-транспортних машин, гвинтову опору і стенд для дослідження їх характеристик. У працях [6-8, 11-13] здобувач вивів аналітичні залежності для розрахунку конструктивних і силових параметрів гвинтових опор із різним поперечним перерізом, а також оцінки напружено-деформованого стану взаємодії опори з ґрунтом. У працях [1, 9, 10] внесок здобувача полягає в постановці та опрацюванні результатів експериментальних досліджень. Здобувач також запропонував елементи конструкцій машин та механізму привода [9]. За матеріалами досліджень у співавторстві отримано 5 деклараційних патентів на винаходи та корисні моделі [14-18].

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення виконаних досліджень доповідалися та обговорювалися на наукових конференціях та науково-технічних семінарах: IV Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів (м. Тернопіль, 2015 р.); XVI Міжнародній молодіжній науково-технічній конференції «Машинобудування очима молодих: перспективні ідеї – наука – виробництво» (м. Суми, 2016 р.); III Всеукраїнській науково-практичній інтернет конференції «Інноваційні розробки студентів та молодих науковців в галузі технічного сервісу машин»

(м. Харків, 2017р.); на наукових конференціях Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя (м. Тернопіль, 2016 – 2017 р.р.).

Публікації. Результати досліджень опубліковано в 24 наукових працях, у тому числі одна монографія, 12 статей – у фахових виданнях, одна з яких опублікована в журналі, що входить до міжнародної наукометричної бази Scopus, 6 – у тезах наукових конференцій, 5 деклараційних патентів України на корисні моделі.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, загальних висновків і додатків. Роботу викладено на 166 сторінках, вона містить 68 рисунків, 14 таблиць, а також додатки. Список літератури включає 127 позицій. Загальний обсяг дисертації становить 204 сторінки.

РОЗДІЛ І

СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Призначення і характеристика піднімально – транспортних машин

Сучасний стан розвитку народного господарства України характеризується дальшим підвищенням ролі піднімально-транспортних механізмів у різних галузях народного господарства, який вимагає значного підвищення техніко-економічних показників засобів механізації і автоматизації технологічних процесів і особливо підвищення їх вантажопідйомності та розширення технологічних можливостей.

Існуючі конструкції піднімально-транспортних систем (ПТС) характеризуються обмеженими функціональними можливостями і не завжди відповідають технологічним вимогам і можливостям, особливо у польових умовах, де відсутні елементи опор, транспортні проїзди та інше.

Враховуючи те, що Україна володіє 60% Європейських і 30% світових чорноземів, тому використання ПТС в цих галузях є особливо актуальним.

Галузі народного господарства і операції, де доцільно використовувати канатні системи (КС) з гвинтовими опорами, наступні:

- піднімання, опускання і переміщення вантажів;
- натягування канатів ліній радіо- і електропередач;
- натягування канатів при вирощуванні хмелю і винограду;
- прокладання різних типів проводів, трубопроводів, в земляні та підводні траншеї і на узбережжях рік, озер і морів де останнім часом встановлюють спортивно-розважальні та інші спортивні комплекси;
- ремонтні та будівельні роботи де відсутні будь-які опори, проїзні шляхи та інше.

Крім цього КС доцільно використовувати й при добуванні сапропелів. Так, одним із перспективних шляхів підвищення родючості ґрунтів є

внесення сапропелів прісноводних озер, найбільша кількість яких знаходиться у Північно-західному регіоні України і налічує сотні мільйонів тон [1].

Тому серед актуальних проблем с.г. виробництва є покращення родючості ґрунтів з застосуванням локального внесення органічних добрив з відповідним обґрунтуванням технології і конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів машин для їх реалізації.

На сучасних підприємствах КС пов'язані з технологічним обладнанням, яке забезпечує нормальну безперебійну роботу всього виробництва. Вони є основою комплексної механізації виробничих процесів будь-якого виробництва. Існує багато типів піднімально-транспортних машин, конструкції яких залежать від виду вантажу, місця та умов установа, ступеня складності.

Режим роботи – це комплексна характеристика механізму, яка враховує характер навантаження та їхню тривалість і він є основою для розрахунку енергосилових параметрів і елементів машин на міцність та опір втомленості. Залежно від режиму роботи механізму визначають навантаження, потужності приводу, розраховують гальма, вибирають запаси міцності для канатів, захватних пристроїв та інші.

Існуючі конструкції КС та піднімально-транспортних лебідок (ПТЛ) характеризуються обмеженими функціональними можливостями і не завжди відповідають технологічним вимогам, особливо у польових умовах, де відсутні елементи опор.

Тому, створення нових конструкцій КС та ПТЛ підвищеної навантажувальної здатності з профільними гвинтовими опорами, які забезпечують розширення технологічних можливостей, зменшення енерго- і матеріальних ресурсів з покращеними умовами їх експлуатації, а також розроблення методики проектування їх робочих і опорних органів, є актуальним завданням, яке має важливе народногосподарське значення.

Однак спільність експлуатаційного призначення дозволяє поділити все підйомно-транспортні машини за характером переміщення вантажів, призначенням і способом установки цих машин.

За характером переміщення вантажу розрізняють машини періодичної дії і безперервного транспорту. До особливої групи належать машини для наземного і підвісного транспорту, що поєднують в собі призначення підйомних і транспортних машин.

За призначенням підйомно-транспортні машини бувають загального призначення, що застосовуються в будь-яких галузях господарства (крани, стрічкові транспортери, автотрансвантажувачі і т.п.); **спеціального** призначення, що застосовуються тільки в певному виробництві (зернопогрузчики і зерномета, навозонагрузчики, транспортери для баштанних культур і т. п.); **вбудовані** в складні машини. Вбудованими механізмами є всі види транспортерів: в комбайні - транспортери жатки і приймальної камери, шнеки очисток і вивантажний і т.п., в силосорізці - ексгаустер і поживний транспортер, в гною - транспортер і т.п.

За способом установки розрізняють: **стаціонарні**, встановлені нерухомо на фундаменті або в виробничому приміщенні (кран-балка в ремонтній майстерні, скреперна та скіпові установки для вивантаження гною на тваринницькій фермі, транспортери постійного зерноочисного струму і ін.); **пересувні** (транспортери на зерноперевалочних пунктах, стогометатель, пересувні крани, підйомники і пневматичні установки); **самохідні**, призначені для підйому і транспортування вантажу (автотрансвантажувачі, автокрани, зернопогрузчики, буряконавантажувачі і т.п.); **навісні**, переміщувані разом з транспортним пристроєм (навісні волокуші, підбирачі, вантажні пристрої на автомашинах і тракторах, розподільні шнеки та ін.).

Вибір оптимальної технологічної схеми транспортування та системи машин визначається областю застосування, умовами експлуатації, режимом роботи і багатьма іншими специфічними особливостями сільськогосподарського виробництва. Однак вибір способу і засобів

транспортування залежить від наступних основних факторів: рід і властивості вантажів; характеристика виробничих процесів, пов'язаних з транспортуванням вантажів (навантаження-розвантаження, обслуговування технологічної потокової лінії, забезпечення безперервності і безперебійності процесу в складній машині і переміщення вантажу з одночасним виконанням технологічної операції); характер, напрямок і відстань транспортування; спосіб укладання та подачі вантажів в місцях завантаження і розвантаження; потрібна продуктивність; місцеві умови; джерело енергії; безпеку і зручність обслуговування.

Остаточне рішення приймається на основі аналізу техніко-економічних показників системи і окремих машин: вартості переміщення одиниці вантажу і початкових витрат на виготовлення - і установку механізмів при відповідних довговічності і надійності роботи.

Лебідками називаються машини для підйому і переміщення вантажу. Вони застосовуються як самостійні механізми або як складова частина більш складних вантажопідйомних та інших машин: кранів, водопідйомних і скреперних пристроїв і т.п.

Лебідки розрізняються по ряду ознак:

по тяговому органу - канатні і ланцюгові;

по роду приводу - з ручним приводом і з механічним від двигуна (електричного, внутрішнього згоряння і парового);

за передавальним механізмом - з зубчастими, черв'ячними, ланцюговими і фрикційними передачами. Лебідки бувають з невідключеним і відключається за допомогою фрикційної муфти барабаном;

за кількістю робочих барабанів - одно-, дво- і багатобарабанні;

за схемою роботи - односторонньої дії і реверсивні; останні можна використовувати при механізації транспортних і вантажоперекидних робіт на тваринницьких фермах, киданні і т. п.;

за способом установки - стаціонарні (підлогові і настінні), переносні і пересувні на спеціальних візках, автомобілях і тракторах.

1.2 Загальні відомості та аналіз досліджень навантаженості елементів канатних систем

Канатною системою (КС) називається конструкція, призначена для транспортування вантажів та (або) людей на певній відстані від поверхні землі. Транспортований вантаж розміщується у вагонах різного конструктивного виконання, які переміщуються по гнучкій підвісній колії – несучому канату. Рух вагонів забезпечується за допомогою приводу з канатною тягою, окружне зусилля якого передається вагонам через тяговий канат.

Зазначені особливості будови властиві двоканатним дорогам, тобто таким, які містять канати двох типів за призначенням (несучий та тяговий канати) не залежно від їх кількості. Наприклад, існують КС, які мають два тягові канати та один несучий канат (чимало доріг, розташованих на території Криму) або два несучих та один тяговий (так звана система 3S, розроблена австрійською компанією Doppelmayr [35]).

У гірничорудній промисловості їх використовують для подавання сировини до збагачувальних фабрик або безпосередньо до підприємств основного виробництва. У хімічній промисловості КС використовують для транспортування сировини на заводи та комбінати, а також вивезення відходів виробництва у відвал. Під час виготовлення будівельних матеріалів за допомогою КС здійснюється подавання сировини на цементні, цегляні заводи тощо. У вугільній промисловості канатні системи використовують для транспортування вугілля від шахт до збагачувальних фабрик, залізничних пунктів, для утворення відвалів порід. Під час зведення дамб та гідроелектростанцій за допомогою канатної дороги (КД) транспортують будівельні матеріали від кар'єрів або каменедробильних заводів. Також існують спеціальні канатні дороги, які обслуговують підприємства машинобудівної, легкої та лісової промисловості [2, 5, 20, 79].

Останнім часом КС доволі широко використовуються як засіб пасажирського транспорту, в тому числі, міського призначення. На гірських курортах та інших місцевостях зі складним рельєфом канатні дороги є основним видом транспорту, а в містах вони використовуються як альтернатива традиційним транспортним засобам з метою зменшення завантаженості основних шляхів та раціонального перерозподілу вантажів та пасажиропотоків [106 - 108, 121].

Теоретичні основи досліджень та проектування КС були закладені відомими спеціалістами у галузях канатного транспорту, підйомно-транспортних машин та теорії розрахунків сталевих канатів. До таких відносяться М. Г. Адамовський, М. Б. Беркман, Н. М. Белая, Г. Н. Бовський, О. О. Горошко, О. В. Денищенко, А. І. Дукельський, А. А. Короткий, Г. Г. Куйбіда, М. П. Мартинців, Д. І. Патарая, С. В. Ракша, Г. М. Савін, Б. В. Сологуб, Л. О. Тисовський, G. A. Koranakis, K. Hoffmann, M. Knawa, Petrova та інші.

Аналіз літературних джерел показав, що дослідження канатних систем здійснюються у кількох напрямках:

- загальні питання досліджень, проектування та експлуатації канатних доріг;
- навантаженість канатів і канатних систем;
- динаміка приводів.

При цьому основні задачі досліджень КС в межах зазначених напрямів розглядаються комплексно підвісні канатні дороги (вантажні, пасажирські, в т. ч. як засіб міського транспорту);

- лісотransпортні канатні установки;
- надгрунтові канатні дороги;
- інші (в т. ч. засоби курортного транспорту).

Більшість із названих доріг за певних умов використання є засобами промислового транспорту.

Подальший огляд і аналіз публікацій, які є підґрунтям для даної

дисертаційної роботи, представимо структурно згідно зазначених вище напрямів досліджень з виділенням окремих питань, які стосуються вказаних видів канатних доріг.

У роботі [15] Проаналізовані умови, схеми та засоби транспортування гірничої маси, матеріалів, обладнання і людей під час проведення виробок з кутом нахилу $\pm 6^\circ$. Досліджена динаміка перехідних процесів у канатній надґрунтовій дорозі (ДКН) на розробленій математичній моделі, яка враховує змінний профіль шляху та стисливість робочої рідини в гідросистемі та модель руйнування каната від утомленості. Експериментально за шахтних умов визначені кінематичні та силові параметри ДКН і перевірена адекватність зазначеної моделі. Розроблена програма розрахунку параметрів ДКН з урахуванням технологічних вимог. Досліджено контактну взаємодію канату з підтримуючими роликами та шківками ДКН, розроблені рекомендації підвищення їх довговічності. Запропонована циклічна технологія проведення виробок з використанням ДКН, розроблені технологічні схеми і технічні рішення по вдосконаленню конструкції вузлів ДКН.

Значний внесок у створення та удосконалення вітчизняних канатних надґрунтових доріг зробили вчені НВО “Вуглемеханізація” О.С. Кузнецов, Г.М. Генералов, В.В. Бухановський. Теоретичні дослідження динаміки ДКН провели С.А. Штедінг, В.В. Кох (електромеханічний привод з асинхронним двигуном змінного струму), Л.М. Сигалов, О.І. Кравцов (привод з гідромуфтою), О.С. Кузнецов (гідрооб’ємний привід), проте у їхніх працях не враховані технологічні вимоги до ДКН під час проведення виробок, змінність профілю рейкового шляху, стисливість робочої рідини у гідросистемі та руйнування від утомленості каната.

Експериментальні дослідження процесів, що відбуваються у ДКН проведені Г. Вагнером, Г. Апелем, Х. Арнольдом, А.А. Ткаченко, О.С. Кузнецовим та інші. Ці дослідження ставили своєю метою визначити ті чи інші параметри установки і проводились на випробувальних стендах.

Значний внесок в дослідження довговічності канатів у взаємодії з блоками (шківками) зробили О.І. Дукельський, П.П. Нестеров, Ф.М. Глушко, Л.В. Колосов, С.Ф. Чукмасов, В.А. Іванов та ін. У роботах цих авторів детально досліджені питання залежності довговічності канату від: відношення діаметрів шківки та каната, частоти перегинів і кута обхвату блока канатом, матеріалу блока і канатного дроту. Проте, розроблені авторами рекомендації, що стосуються шахтного підйому, портових кранів, лісотранспортних установок, не враховують специфічних умов експлуатації ДКН у шахтних умовах.

Розвитком підвісних канатних доріг пасажирського та вантажного призначення, подібних до них споруд і навантажень на дані споруди в різні часи займались В.Н. Андрієвський, А.В. Александров, М.Б. Беркман, Г.Н.Бовський, В.В. Бургсдорф, В.Е. Бучинський, Ф.Л. Вайнштейн, Є.В.Горохов, А.І. Дукельський, Л.Г. Дмитрієв, Л.А. Загорянський, К.Н.Ілленко, М.І.Казакевич, В.М. Кущенко, Н.І. Кірсанов, Г.Г. Куйбида, Ю.С. Леонтьєв, Р.Н. Мацелінський, Я.В. Назім, Е.А. Ратнер, Е.М. Сидорович, С.В. Турбін, В.М. Шимановський, О.В. Шимановський, В.С. Чаплін та ін.

Робота О.С. Куроп'ятник [37-40] присвячена формуванню зовнішніх навантажень на приводи підвісних канатних доріг з урахуванням впливу несуче-тягових систем шляхом вдосконалення математичних моделей процесів, що супроводжують експлуатацію ПКД. У дисертації отримано нові науково обґрунтовані результати, які дозволяють удосконалити методики проектного розрахунку підвісних канатних доріг. Уточнено умови взаємодії несучих канатів з опорними башмаками та їх вплив на навантаженість приводу. Відмічено наявність стрибкоподібної зміни окружного зусилля, що може призвести до виникнення аварійних ситуацій, пов'язаних зі сходженням вагонів з несучих канатів та захлестуванням тягових канатів за несучі. Дослідження динаміки тягових контурів підвісних канатних доріг на предмет визначення їх власних частот дозволило рекомендувати виконання

побудови частотних діаграм на етапі проектування доріг з метою визначення раціональних швидкостей руху вагонів.

Загальні питання досліджень, проектування та експлуатації канатних доріг

Одними з фундаментальних робіт у цьому напрямі досліджень є роботи М.Б. Беркмана, Г.Н. Бовського, Г.Г. Куйбіди [79] та А.І. Дукельського [20], О.С. Куроп'ятник [37-40]. У них викладено більшість основних понять, методики теоретичних досліджень та проектних розрахунків ПКД, як пасажирських, так і вантажних. Питання аналізу та раціонального проектування пасажирських ПКД також розглядалися в роботах Б. В. Сологуба [90, 91–94].

До базових монографій, присвячених дослідженню лісотransпортних канатних установок, можна віднести роботи Н.М. Білої [5] та М.Г. Адамовського, М.П. Мартинціва [2, 47].

Більшість відомих робіт, у яких розглянуто питання надгрунтових канатних доріг, виконано О.В. Денищенком [13]. Зазначеному колу питань також присвячено роботи Р. Байцера [4], А.М. Земського [23-24], О.В. Кінжибалова [32], М.В. Матіїшина [50], Й. Нейеца [63], П.А. Нємцова [64], А.І. Олехновича [67] та інших [76–78, 84, 87, 89, 90, 96].

Серед закордонних видань можна виділити роботи Ch. Dwyer [109], M. Knapa [111–113], G. A. Koranakis [114–122], R. Petrova [124–126], а також матеріали, підготовлені колективами авторів та співробітниками провідних компаній у даній галузі [106–108, 126-127].

Навантаженість канатів і канатних систем

Сталеві канати, не залежно від їх конструкції та призначення, є одними з основних елементів (КД) канатних доріг будь-якого типу. Тому дослідженню їх навантаженості за різних умов експлуатації присвячено значну кількість робіт.

Загальні питання навантаженості сталевих канатів як несучих і тягових органів, що використовуються у засобах канатного транспорту,

розглянуто в роботах [10, 30-31]. Наведені в них результати досліджень можуть бути розповсюджені на канати всіх типів доріг, які розглядаються в даній дисертаційній роботі.

Під час досліджень широко використовується монографія Д.І. Патараї [75], у якій розглядається ряд питань, присвячених розрахунку канатних систем КД. Автором враховано чимало факторів, що впливають як на статичну, так і на динамічну навантаженість канатів різного призначення, розглянуто їх у взаємодії з іншими елементами КД.

Дослідженням канатів лісотransпортних установок з урахуванням специфічних умов їх використання присвячені роботи М.Г. Адамовського [1, 105], Н.М. Білої [6] та ряду інших авторів [44, 45, 48, 64, 98, 99-100].

Деякі особливості використання та розрахунку канатів надгрунтових канатних доріг розглянуто в роботі [13]. Однак через суттєву відмінність схем з використання канатів виключно як тягових органів ці матеріали докладно розглядатися не будуть.

До інших досліджень, спрямованих на розробку нових та уточнення існуючих методик розрахунку сталевих канатів КД, можна віднести роботи [41–43, 104]. У багатьох з них використовуються сучасні технології, теоретичні та експериментальні методи досліджень, що підвищує практичну цінність отриманих результатів.

Також характерним є вивчення статички та динаміки канатних систем установок, які є близькими за принципами функціонування та галузями використання до КД як засобу промислового транспорту [43-44]. Результати таких досліджень можуть бути підґрунтям для розробки методик розрахунку канатних систем.

Особливо слід відмітити фундаментальну монографію Г.М. Савіна та О.О. Горошка [86], присвячену моделюванню різних процесів, які супроводжують експлуатацію шахтних підйомних установок. Оскільки дане устаткування є близьким за конструкцією та призначенням до КД (особливо за умови використання в ньому приводу з канатоведучим

шківом), результати досліджень вказаних авторів можуть бути підґрунтям для формування математичних моделей канатів різного призначення.

Дослідженню канатів і канатних систем також присвячено чимало робіт закордонних авторів. Для них є властивим використання комплексного підходу під час моделювання навантаженості канатів, що враховує взаємозв'язок та взаємний вплив усіх елементів КД як єдиної, у більшості випадків моделювання – динамічної системи [111–120].

Динаміка приводів

Як один з найбільш відповідальних складових елементів КС, привід заслуговує особливої уваги, оскільки він забезпечує переміщення всіх інших рухомих елементів дороги. Непередбачувана зупинка приводу в більшості випадків вважається аварійною ситуацією [76], тому на КС всіх типів (особливо, пасажирських) встановлюють додатковий, резервний привід. Згідно вимог нормативних документів [80-81, 97], він має живитися від джерела, що не залежить від мережі, яка забезпечує роботу основного приводу.

Питання динаміки приводів надґрунтових канатних доріг розглядаються в роботах О.В. Денищенка [11, 14]. У таких конструкціях застосовують гідропривід, що зумовлює необхідність внесення певних змін до математичних моделей [12].

Досить ґрунтовними з точки зору оцінки впливу зовнішніх чинників на динаміку КД як єдиної системи та, зокрема, її приводу, є роботи Г. А. Коранакіс [114–120]. В них автор приділяє увагу особливостям конструктивного виконання, точності виготовлення та монтажу окремих елементів приводу, підкреслюючи, що вони можуть бути джерелом небезпечних коливань, як самі по собі, так і у складній взаємодії з іншими елементами КД – канатами, а через них – з рухомих складом, опорами, натяжними пристроями тощо.

У роботу S. Simonović [126] розглядається дво-канатна КД

маятникового типу. Особливістю моделювання є представлення тягового каната як сукупності ділянок, розташованих в окремих прогонах. Кожну з таких ділянок було змодельовано невагомою пружиною сталої жорсткості, а масу ділянки каната було розділено на дві зосереджені маси, приведені до точок з'єднання ділянок – опорних точок каната. До того ж, отримані автором залежності можуть бути використані лише для моделювання КД маятникового типу, що, зважаючи на тенденції сьогодення в плані розвитку канатного транспорту, не є достатнім.

Підходи до моделювання канатів як елементів з розподіленими параметрами не є новими, однак використовуються, здебільшого, під час розрахунку шахтних підйомних установок через їх суттєву глибину, а отже, й велику довжину тягових канатів. Базовою в цьому питанні може вважатися монографія Г.Н. Савіна та О.А. Горошка [86], особливістю якої є представлення приводу у взаємодії з тяговим канатом, які разом утворюють єдину динамічну систему – тяговий контур. Такий підхід було використано також в роботах [88, 95]. Тяговий контур моделюється як дискретно-континуальна система, тобто така, що містить зосереджені маси, які з'єднані між собою елементами з розподіленими параметрами. При цьому до зосереджених відносяться маси обертальних частин приводу, маси одиниць рухомого складу та натяжний пристрій як одна чи кілька зосереджених мас. Елементами з розподіленими параметрами вважаються ділянки тягового каната, які з'єднують зосереджені маси.

1.3. Аналіз конструкцій гнучких вантажних органів

До гнучких вантажних органів належать *канати і ланцюги*. *Сталеві дротяні канати* – основний тип гнучких органів, які застосовуються в підйомних машинах. Вони мають такі переваги порівняно з іншими: високу міцність; невелику лінійну (погонну) масу; велику гнучкість в усіх напрямках; можливість працювати на високих швидкостях; безшумність роботи;

порівняно великі довговічність і надійність; властивість зменшувати динамічні навантаження на механізм та металоконструкцію внаслідок достатньої їхньої пружності.

Існує багато різних конструкцій сталевих канатів [20] (рис. 1.1), які застосовують залежно від умов експлуатації. Виготовляють канати з високоміцного сталевого дроту діаметром $0,2...3$ мм ($\sigma_s = 1300...2600$ МПа). У підйомних машинах застосовують канати з $\sigma_s = 1600...2000$ МПа, оскільки при більших σ_s підвищується жорсткість каната і знижується його довговічність. Висока міцність досягається багаторазовим холодним волочінням у поєднанні з термічною та хімічною обробкою. Довжина канатів, які виготовляють на спеціальних заводах – 250, 500, 1000, 1500 м. На канатних машинах спочатку дріт скручується в сталку, а станки навколо осердя – в канат. Канати більш довговічні, якщо зовнішні шари сталки мають більший діаметр дроту, але при цьому збільшується їхня жорсткість.

Канати виготовляють трьох сортів: В (вищий), І та ІІ.

Класифікують канати за такими ознаками:

- за типом сукаання: з *точковим контактом* (ТК) окремих дротів між шарами при різнобічному суканні; з *лінійним, контактом* (ЛК) дротів суміжних шарів по всій довжині при однобічному суканні; *точково-лінійним, контактом*, (ТЛК), де два шари дроту сукані в один бік, а третій – в протилежний;
- за напрямом сукаання: *правого* та *лівого*;
- за видом сукаання: *хрестового*, де дроти в сталці сукані в один бік, а сталки в канат – в протилежний; *однобічного (паралельного)* – коли напрями сукаання дротів у сталці і сталки в канат збігаються; *комбінованого*, коли дроти в сталці сукані у взаємно-протилежних напрямках, а сталки в канат сукані праворуч або ліворуч;
- за кількістю сталок: *одно-, три-, п'яти-, шести-, семи-, восьми- і вісімнадцятисталкові*.

На рис. 1.1 показано такі типи канатів: *а* – шестисталкові ТК 6×19; *б* – шестисталкові ЛК 6×19; *в* – шестисталкові ЛК-0-6×19; *г* – восьмисталкові ЛК-Р 8×19; *д* – шестисталкові ТКЛ-РО 6×36 з металевим осердям; *е* – тригранносталкові; *є* – овальносталкові; *ж* – плоскосталкові; *з* – з радіально обтисненими сталками; *и* – двошарові 12×7×6×19; *і* – хрестового сукання; *к* – однобічного; *л* – комбінованого.

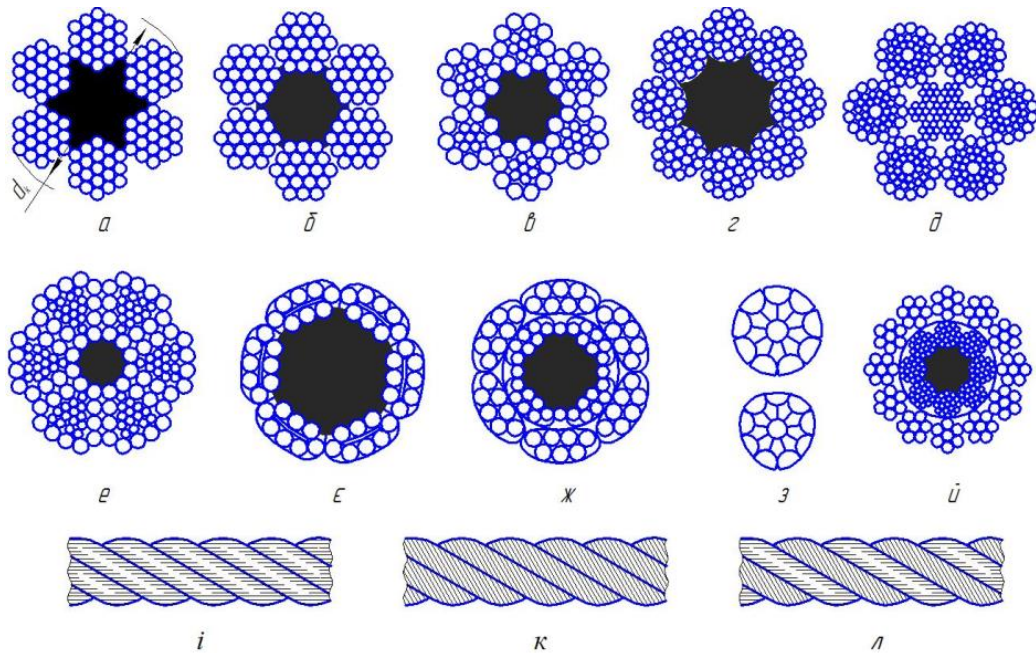


Рис. 1.1 Сталеві дротяні канати

Нові (семисталкові) канати з центральною металевою сталкою на 15% міцніші, ніж шестисталкові. Восьмисталкові канати використовують у кранах з малим діаметром барабана, а також у підйомниках з канатоведучими шківками.

Розроблено нові конструкції канатів з фасонними сталками: *тригранні*, *овальносталкові* та *плоскосталкові*. У цих канатах зменшуються контактні напруження в канавках шківів, і вони більш довговічні.

Канати однобічного сукання мають меншу жорсткість, більший строк служби (до 50%) порівняно з канатами хрестового сукання, але в них є недолік – саморозкручування. Тому ці канати використовують лише в підйомниках.

Дослідженнями доведемо, що працездатність канатів значною мірою залежить від конструкції і якості осердя. Осердя в канаті правлять за опору для сталок, надають канату гнучкості, а також утримують у ньому мастило. У канатах застосовують в основному органічні осердя (з рослинних волокон – коноплі), які надають канату гнучкості і добре затримують мастило, а також осердя з синтетичних волокон (нейлон, капрон) та металоорганічні.

У канатах, які застосовують для роботи в зоні високих температур, використовують азбестові осердя або з м'якого дроту; для великих динамічних зусиль канати виготовляють з пружинним осердям.

Найпоширеніші в підйомних машинах шестисталкові канати хрестового сукання з числом дротів 222 і 366; для підйомників використовують канати паралельного сукання. Восьмисталкові канати застосовують для підйомних механізмів з малим діаметром барабана або фрикційним шківом. Закриті спіральні канати можуть правити за напрямні, наприклад у шахтних підйомниках, або за несучі – в канатних дорогах.

При суканні каната дроти зазнають глибокої пружно-пластичної деформації. Під час роботи каната вони перебувають у пружно деформованому стані. Для зниження напруженого стану створено оригінальну конструкцію канатів з попередньою деформацією дротів у процесі сукання сталок.

Пошуки конструкції канатів з меншими контактними напруженнями привели до створення канатів з радіально обтиснутими сталками. З радіально обтиснутих і фасонних сталок сукають канат високої міцності (на 15% вищої, ніж у звичайній конструкції).

Часто використовують двошарові канати з підвищеною еластичністю, в яких внутрішні шари мають дріт малого діаметра (рис. 1.1, *и*).

При роботі сталеві канати зазнають сукупної дії напружень розтягу, кручення, вигину та контактних. Поки що немає практично і теоретично обґрунтованих розрахунків канатів на довговічність. Експериментально встановлено, що довговічність канатів залежить від співвідношення діаметрів

блока (барабана) і каната D/d_k та розрахункового коефіцієнта запасу міцності (рис. 2): чим менші це відношення і запас міцності, тим менша довговічність каната (крива 1 для більшого коефіцієнта запасу міцності; крива 2 – для меншого). Великі діаметри барабанів і блоків канатного привода є його вадами.

Основні причини передчасного руйнування каната: неправильний вибір конструкції каната і матеріалу блока; абразивне спрацювання; нерегулярне або неякісне мащення; перевантаження внаслідок динамічних зусиль. Перегини каната на блоках спричиняють знакозмінні напруження і сприяють втомленості матеріалу дротів. Особливо знижують довговічність зворотні перегини каната.

Для підвищення довговічності каната треба прагнути до зменшення числа блоків і уникати зворотних перегинів. Строк служби канатів однобічного сукання в 1,25...1,5 рази більший, ніж хрестового внаслідок більшої довжини контакту дротів з поверхнею дотикання і меншої жорсткості.

На довговічність канатів впливають матеріал і футеровка канавки блоків. Чавунні блоки збільшують строк служби канатів приблизно в 1,3 рази порівняно із сталевими; блоки з футерованими канавками (капроном, текстолітом, алюмінієм) підвищують довговічність канатів приблизно в 2 рази. Алюмінієву футеровку застосовують при високих температурах навколишнього середовища і великій заповишеності.

Ступінь спрацювання каната визначається числом обірваних дротів на довжині одного кроку. Установлено граничні норми обірваних дротів залежно від конструкції каната (5...14%). Внутрішні пошкодження дротів у процесі експлуатації каната виявляють дефектографом.

Розрахунок канатів зводиться до визначення максимального натягу і розривного зусилля, за яким вибирають тип і розміри каната з основними його параметрами.

Натяг однієї вітки каната поліспаста визначають при підніманні номінального вантажу

$$F_{\max} = \frac{G}{m\eta_n}, \quad (1.1)$$

де m – число віток поліспаста;

η_n – ККД поліспаста.

Розривна сила

$$F_{\text{роз}} = kF_{\max}, \quad (1.2)$$

де k – коефіцієнт запасу міцності каната, який вибирають залежно від призначення машини і групи режиму роботи ($k = 5...6$ для кранів, $k = 9$ для підйомників з людьми, $k = 15$ для пасажирських ліфтів при швидкості $v > 4$ м/с).

1.4. Аналіз конструкцій гвинтових опор піднімально-транспортних лебідок

Існуючі конструкції ПТЛ для використання в польових умовах виробничого комплексу держави найбільш повно розглянуто в працях Колесника О.А. [65, 66] і в монографії Гевко Б.М., Колесника О.А. та інших [62].

Основні вимоги до конструкції лебідки: надійність в роботі, висока продуктивність, простота пристрою в обслуговуванні, мала маса і транспортабельність.

Лебідки з фрикційною муфтою дозволяють працювати з приводом від двигуна внутрішнього згоряння, які можна запускати на холостому ходу з відключеним барабаном. Фрикційна муфта при роботі з електроприводом дає можливість не вимикати електродвигун під час реверсування обертання лебідки і забезпечує плавність включення, а при великих перевантаженнях, пробуксовування, оберігає механізми від поломок.

Лебідки з зубчастою передачею без фрикційної муфти забезпечують безпечний спуск вантажу, мають просте дистанційне управління. Але для їх приводу необхідні спеціальні кранові електродвигуни з високим пусковим моментом (в 2-3 рази більше номінального) і великим числом включень.

Лебідки з ручним приводом, як один із засобів малої механізації, працюють з невеликими швидкостями і обмеженим зусиллям.

Найбільш досконала конструкція ручної лебідки вантажопідйомністю 500 кг показана на рис. 1.2 а; вона має планетарну передачу в закритому корпусі. Зусилля на рукоятці довжиною 300 мм складає 12 кгс. Типова монтажна ручна лебідка показана на рис. 1.2 б.

Загальне передавальне число розбивається на передавальні числа окремих зубчастих пар: $i_{об} = i_1 \cdot i_2$ і т.д., де i_1 і i_2 - передаточне число першої і другої зубчастих пар; для циліндричної пари приймають до 9, для черв'ячної - до 30. Кількість зубів меншою шестерні $z \geq 11-12$.

Швидкість підйому вантажу при ручному приводі $v_r = v_k$; k визначається при частоті обертання рукоятки $n_p = 15-18$ об/хв по швидкості канату на барабані, м/хв:

$$v_k = \frac{2\pi R n_p}{100 i_{об}}. \quad (1.3)$$

Практично швидкість канату на барабані ручної лебідки від 0,4 до 4,5 м/хв.

Ручні лебідки широко використовуються на навантажувальних, ремонтних і монтажних роботах, при витягуванні буксуючи машин, встановленні обладнання, в якості підйомних і регулювальних вузлів складних машин. Лебідки використовуються також при установці важких або високих конструкцій: опор електричних мереж, ріллі вітродвигунів і т.п.

Перед установкою подібні конструкції майже повністю збирають на землі в горизонтальному положенні. Підняти їх у вертикальне положення можна за допомогою невисоких допоміжних стійок, поліспастів і лебідок.

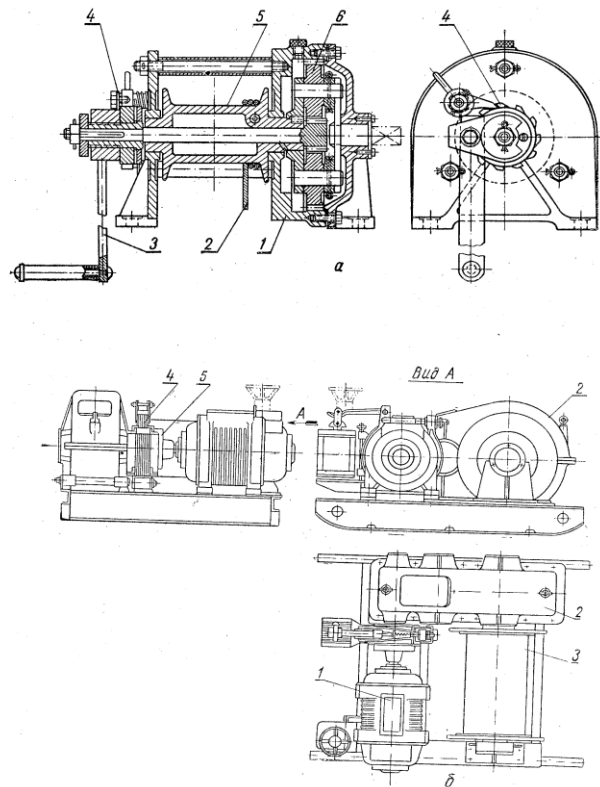


Рис. 1.2. Лебідки: а – з планетарним механізмом; 1 – корпус; 2 – канат; 3 – рукоятка; 4 – стопорно-гальмівний пристрій; 5 – барабан; 6 – передавальний механізм; б – лебідка з електроприводом: 1 – електродвигун; 2 – редуктор; 3 – барабан; 4 – гальмівний пристрій; 5 – муфта.

Лебідки з механічним приводом поділяються на трансмісійні та агрегатні. **Трансмісійні** лебідки обслуговуються двигунами, встановленими окремо від них. **Агрегатні** лебідки монтуються на одній рамі з двигуном. Вони являють собою самостійне вантажопідйомне і тягучий пристрій або навішуваний і вбудований механізм в інші більш складні машини (підйомні механізми кранів, навісні лебідки на автомашинах і тракторах і т.п.).

При відсутності електричної енергії на місці проведення робіт, а також при виконанні епізодичних і допоміжних операцій в польових умовах застосовують лебідки з приводом від двигуна внутрішнього згоряння.

Електричні лебідки більш поширені. Реверсивність в них досягається перемиканням фаз електродвигуна, таким чином, вантаж піднімається і опускається з однаковою швидкістю. Подібні лебідки з тяговим зусиллям 0,5-

10т і швидкістю руху тягового канату від 0,5 до 1 м/с виготовляються по ГОСТ 2914-62. Електродвигун 1 лебідки (рис. 1.2, б) через пружну муфту 5 і редуктор 2 приводить в рух канатний барабан 3. Гальмівний пристрій 4, що монтується зазвичай на первинному валу, під час підйому розторможений. При виключенні електродвигуна гальмо автоматично зупиняє вантаж. Вантаж опускається під дією електродвигуна при зворотному обертанні його вала.

Лебідки, що застосовуються в сільському господарстві при роботі від двигуна внутрішнього згоряння, виконуються з фрикційним включенням барабана. При односторонньому обертанні двигуна вантаж піднімається, а опускається вантаж або вантажозахватний пристрій під дією їх власної маси при відключеному від двигуна барабані. Швидкість опускання регулюють гальмом. Під час спуску вантажу двигун зазвичай продовжує працювати на холостому ході. У лебідках застосовуються муфти: конічні (односторонні і двохсторонні), стрічкові, дискові і колодкові. У лебідках широко використовується одностороння конічна муфта, наприклад, в навісний лебідці, що монтується на тракторі С-80 і на інших машинах.

Для нормальної роботи муфти необхідно рівність моментів: потрібного - M_n і фрикційного - M_ϕ

$$M_n \leq M_\phi. \quad (1.4)$$

З урахуванням $\phi = 1,2 \div 1,3$ – коефіцієнта запасу моменту і η - ККД., механізму в розгорнутому вигляді отримаємо

$$\frac{\phi}{\eta} (M_\phi + M_m) \leq 2\pi f_0 z b R_{cp}^2 [p], \quad (1.5)$$

де M_ϕ і M_m – відповідно моменти на барабані і гальмі;

z – число поверхонь тертя;

f_0 – коефіцієнт тертя;

η – питомий тиск;

b і R_{cp} – ширина і середній радіус поверхонь тертя.

Зусилля включення муфти визначається за формулою

$$T = \frac{M_{\phi} \sin \beta}{f_0 R_{cp}}. \quad (1.6)$$

Визначення тягового зусилля канату. Тягове зусилля канату залежить від схеми роботи лебідкового пристрою і способи повернення канату в початкове положення. При роботі лебідки за схемою: робочий хід і холостий хід (повернення сітки) виникають наступні опори.

Максимальне зусилля для розрахунку і підбору канату і визначення максимальної потужності можна розрахувати, послідовно підсумовуючи опору, переходячи від меншого до більшого натягу, застосувавши метод обходу по контуру.

Розрахункове зусилля можна визначити, підсумовуючи окремі опору

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 \leq S. \quad (1.7)$$

Тоді максимальна потужність двигуна з урахуванням втрат в лебідці буде

$$N_{\max} = \frac{Sv}{75\eta_m}. \quad (1.8)$$

Електродвигуни рекомендується вибирати не за максимальною, а по еквівалентній потужності.

Спеціальні тягові лебідки. Їх застосовують для укладання різних типів проводів, трубопроводів в підводні траншеї методом протягання при будівництві переходів через водні перешкоди (рис.1.3) (річки, водоймища), та в інших випадках. Лебідка базується на важкотяговим причепі, який буксирується автомобільним або тракторним тягачем. Зусилля в тяговому канаті при роботі контролюється гідравлічним пристроєм і фіксується манометром. Це дозволяє розвантажити колеса причепа від власної сили тяжіння і від вертикальної і горизонтальної складових зусилля натягнення тягового каната.

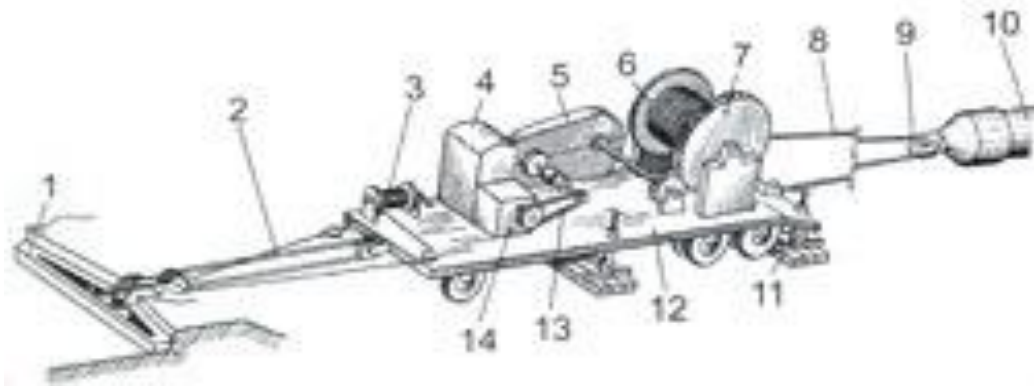


Рис. 1.3 Лебідка для протягання дюкерів

Для роботи з пісчаними, вологими ґрунтами розроблена гвинтова опора підвищеної навантажувальної здатності, яка зображена на рис. 1.4.

Гвинтова опора підвищеної навантажувальної здатності виконана у вигляді циліндричного пустотілого стержня 1, знизу який виконаний конусної форми 2 для кращого закручування в ґрунт. До зовнішнього діаметра пустотілого стержня жорстко приєднана відомим способом внутрішнім діаметром гвинтова опора у вигляді шнека 3, який знизу виконаний конусної форми і загостреною гвинтовою кромкою для кращого закручування в ґрунт 4.

На нижній торцевій поверхні конусної форми виконані насічки 5 рівномірно по колу в радіальному напрямку для кращого загвинчування в ґрунт і кращого подрібнення твердих домішок. У внутрішньому діаметрі 6 пустотілого стержня 1 встановлено гвинт 7, який жорстко з'єднаний з валом 8 з можливістю осьового і кругового переміщення, які знизу виконані конічної форми. З верхнього торця до пустотілої труби перпендикулярно закріплено великий маховик 9 по зовнішньому діаметрі до якого жорстко закріплено два приводних пальці 10 перпендикулярно до його площини, вісі яких є паралельні між собою і паралельні до осі пустотілої труби. Причому пальці закріплені в радіально протилежних місцях, а зверху в центральному отворі 11 маховика виконано отвір 12 в який встановлено малий маховик 13 приводу гвинта і вала з можливістю осьового і кругового провертання.

Центральний наскрізний отвір багатогранної форми, який взаємодіє з приводним багатогранником 14, який в процесі роботи знімається і вставляється для прокручування гвинта з валом.

До верхнього торця вала жорстко приєднана втулка 15 з внутрішнім отвором багатогранної форми 16, верхній торець якої є пустотілим аналогічного багатогранного профілю багатогранника, який взаємодіє з нижнім багатогранником 17 заглиблювального стержня 18 при його опусканні вниз при закручуванні в ґрунт гвинта з валом з можливістю кругового і осьового переміщення.

Зверху малого маховика по його зовнішньому діаметрі жорстко закріплені два приводні пальці 19 в діаметрально протилежних місцях перпендикулярно до його площини, вісі яких є паралельні між собою і віссю пустотілого стержня 1. Причому висота цих пальців є більшою в 1,5...2 рази порівняно з висотою привідних пальців великого маховика.

Для загвинчування гвинта з валом, як вже було сказано використовується привідний багатогранник, який при взаємодії з малим маховиком загвинчує їх по мірі їх використання і вони взаємодіють з приводними багатогранниками, вільні кінці яких встановлено зверху.

Напрямок обертання пустотілої труби з шнеком і гвинта з валом протилежні, зверху над шнеком до пустотілої труби жорстко закріплено упорний диск 20 з можливістю осьового і кругового провертання відомими способами, який знизу виконаний конічної форми є у взаємодії з ґрунтом.

Для під'єднання натяжного канату 21 до опори використовують хомут 22, який жорстко кріпиться до зовнішнього діаметра пустотілого стержня 1 у верхній його частині. Крім цього у верхній частині пустотілого стержня виконані наскрізні вікна 23 для контролю з'єднання втулки з кінцем заглиблювального стержня.

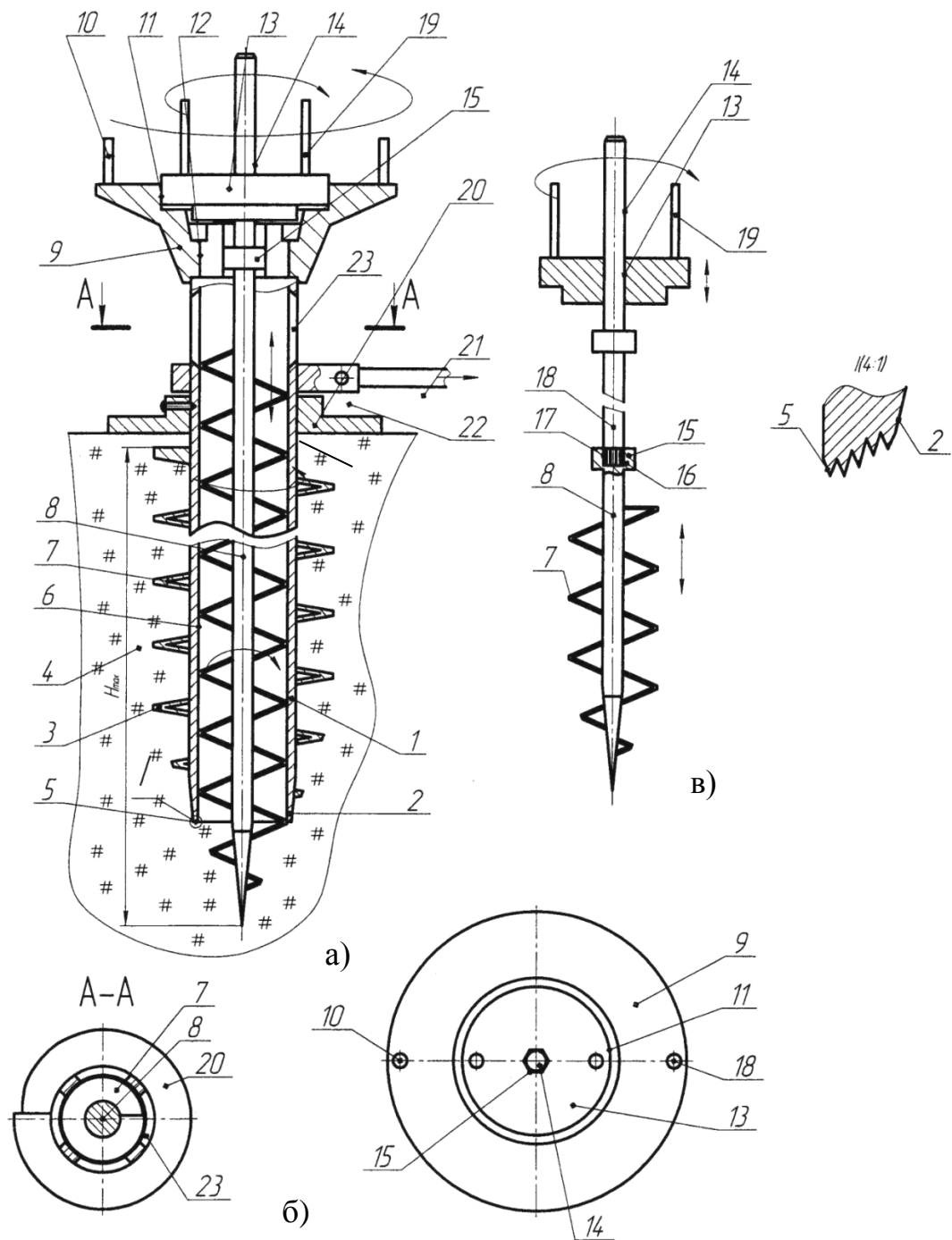


Рис. 1.4. Гвинтова опора підвищеної навантажувальної здатності

а) - гвинтова опора підвищеної навантажувальної здатності, б) - переріз по А-А на в) - привід внутрішнього гвинта

Робота гвинтової опори підвищеної навантажувальної здатності здійснюється наступним чином. Після визначення місця її встановлення пустотілий стержень 1 разом з шнеком 3 за допомогою двох привідних пальців 10 загвинчують в ґрунт на необхідну глибину. Після чого за

допомогою малого маховика 12 за допомогою пальців 15 загвинчують в ґрунт гвинт 7 з валом 8. Використання двох гвинтових опор забезпечує підвищення навантажувальної здатності опори, особливо це важливо для пісчаних, вологих та інших ґрунтів.

Після завершення технологічних операцій гвинтову опору викручують у зворотньому порядку. До переваг гвинтової опори відноситься підвищення навантажувальної роботи на вологих, пісчаних та інших ґрунтах.

Приведена конструкція переносної піднімально-транспортної лебідки з гвинтовою опорою [70] (рис. 1.5) і конструкція стенда для дослідження характеристик гвинтових опор лебідок, які доцільно використовувати в умовах сільськогосподарського виробництва і в умовах відсутності опор як таких.

Гвинтова переносна піднімально-транспортна лебідка виконана у вигляді гвинтової опори 1 з трикутним профілем шнека для забезпечення необхідної міцності, яка жорстко кріпиться у втулці 2 з внутрішнім квадратним профілем в горизонтальних перегородках 3 корпуса лебідки 4 відомими способами. Вантажна скоба 5 з двох сторін жорстко кріпиться до нижніх кінців двох видовжених пластин – правої 6 і лівої 7 відомими способами.

Над верхнім кінцем гвинтової опори 1 між правою 6 і лівою 7 видовженими пластинами, жорстко горизонтально кріпиться планка 8. В простір над останньою встановлено привідний барабан 9 з жорстко закріпленим на ньому кінцем канат 10. Привідний барабан 9 жорстко встановлено на храпову втулку 11 з можливістю спільного обертового переміщення. З правого кінця храпова втулка 11 виконана у вигляді храпового виступу 12, через який жорстко з'єднана з відповідним кінцем храпового виступу 13 редуктора. Зверху корпус лебідки 4 жорстко закритий верхньою кришкою 14.

Між лівою стороною привідного барабана 9 і лівою стійкою 7 корпуса жорстко на храповій втулці 11 встановлено храпове колесо 15, яке взаємодіє

з храповою собачкою 16, яка жорстко встановлена на лівій стінці корпуса лебідки 4, яка підтискується пружиною 17 до храпового колеса. До привідного барабана 9 жорстко закріплено канат 10, який намотано на нього.

Привідний барабан 9 внутрішнім отвором через шліцеві пази жорстко з'єднаний з храповою втулкою 11, на зовнішній поверхні якої виконані аналогічні шліцеві пази з можливістю осьового відносного переміщення.

До правої сторони видовженої правої пластини 6 жорстко закріплено корпус циліндричного редуктора 18, який складається з приводного вала 19, на лівому кінці якого виконано зубчасте зачеплення 20. Останнє є у взаємодії з трьома зубчастими сателітами 21, які розміщені рівномірно по колу, а протилежні діаметри яких взаємодіють з внутрішнім зубчастим вінцем 22 з можливістю кругового повертання. Останній жорстко закріплений в корпусі редуктора 18 відомими способами. В центральних отворах сателітів 21 встановлені пальці 23 з можливістю кругового провертання. Останні з двох сторін встановлені в кронштейни 24, які своїми зовнішніми циліндричними опорами встановлені в корпусі редуктора 18 через підшипники кочення 25. Лівий кінець кронштейна 24 виконано у вигляді храпового виступу 13 редуктора, який висунений з корпуса редуктора 18 і взаємодіє з відповідним храповим виступом 12 храпової втулки 11.

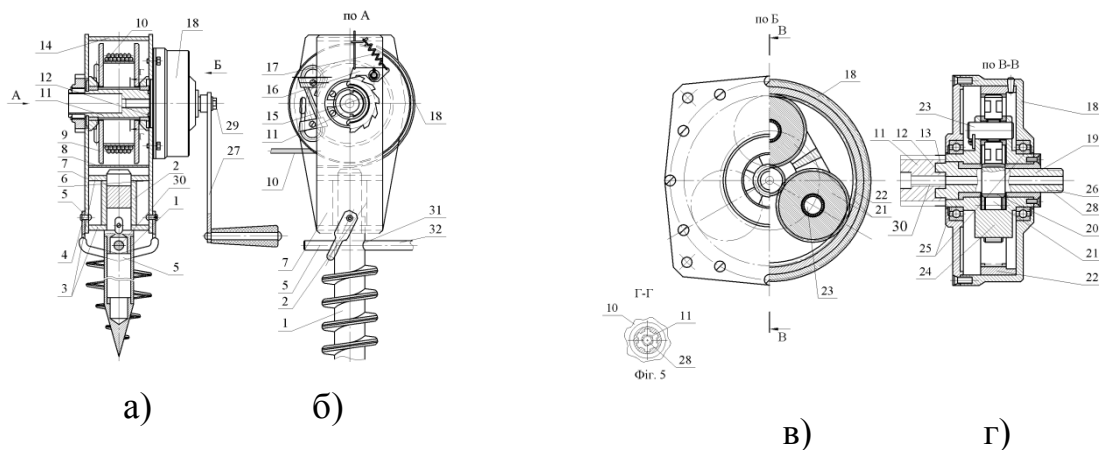


Рис. 1.5. Конструктивно-компонувальна схема переносної піднімально-транспортної лебідки з розширеними технологічними можливостями

На правому кінці приводного вала 19 виконана квадратна лиски 26, які взаємодіють з рукояткою 27 або механізованим приводом.

Причому, з правого кінця храпової втулки 11 виконано внутрішній різьбовий отвір 30, яким вона є у взаємодії з стяжним болтом 29 і є у жорсткій взаємодії з храповою втулкою 11 і рукояткою 27 через центральний різьбовий отвір 30 і центральний отвір 28 приводного вала 19. Крім цього центральний отвір 28 приводного вала 19 є більшим різьбового отвору 30 храпової втулки 11 на 4...6 мм для вільного проходження вибивного циліндричного штифта (на креслені не показано). Храпова втулка 11 і стяжний болт 29 виконані з якісної або легованої сталі з об'ємним гартуванням з твердістю HRC=28...35 для забезпечення відповідної міцності і експлуатаційної надійності.

Для загвинчування гвинтової опори 1 в ґрунт у верхній її частині виконано радіальний отвір 31, за допомогою якого металічним стержнем 32 здійснюється ця операція. В отворі 31 стержень 32 переміщається вільно, до нього прикладається сила і здійснюється загвинчування гвинтової опори 1 в ґрунт. Для з'єднання вантажу 33 з тросом 10 служить гак 34. При використанні лебідки для піднімання вантажів 35 (рис.1.3) вона підвішується за перемичку 36 до підвісного гака 37 за допомогою вантажної скоби.

Робота піднімально-транспортної лебідки здійснюється наступним чином (рис.1.3). Гвинтова опора 1 загвинчується в ґрунт за допомогою металевого стержня 34. Після цього канат 10 розмотують з приводного барабана 9 і гаком 37 захоплюють вантаж 33. Завершивши комплекс підготовчих робіт за допомогою рукоятки 27 вантаж 33 за допомогою каната 10 намотують на привідний барабан 9, а собачка 16 фіксує положення вантажу за допомогою храпового колеса 15.

При підніманні вантажів канат 10 розкручують на привідному барабані 9 і гаком 37 захоплюють вантаж 35 і за допомогою рукоятки 27 намотують канат 10 на привідний барабан 9 і здійснюють його піднімання вгору. Фіксацію вантажу 35 здійснюють собачкою 16 через храпове колесо 15.

В разі потреби заміни барабана 9 з канатом 10 відповідного діаметра і довжини його легко замінити. Для цього стяжний болт 29 викручують з різьбового отвору 30 храпової втулки 11 і її витягують вліво, знімаючи привідний барабан 9 з канатом 10. В разі ускладненого витягання храпової втулки 11 з внутрішнього шліцевого отвору привідного барабана 9 в отвір 28 привідного валу 19 вставляють циліндричний штир (на кресленні не показано) діаметром на 3...5 мм більшим отвору 30 і довшим на 30...50 мм від діаметра стяжного болта 29 до контакту з храповою втулкою. Несильними осьовими ударами в сторону храпової втулки 11 її вибивають з внутрішнього діаметра привідного барабана 9. І на його місце встановлюють інший барабан на шліцьові отвори з іншим канатом відповідної довжини і діаметра. Така конструкція забезпечує розширення технологічних можливостей запропонованої лебідки. Аналогічним чином здійснюється ремонт лебідки в разі обриву або заміни каната 10.

Використовувати лебідку можна і в інших випадках, наприклад, для натягування ліній електропередач, тросів на хмільних, виноградних плантаціях транспортування та піднімання вантажів, в лісній промисловості, оснащувати лебідками автомобільну та автотракторну техніку.

Крім цього гвинтова опора 1 може мати циліндричну і складну трикутну, конічну форму для особливо навантажених умов роботи і великих зусиль при переміщенні вантажів.

До переваг піднімально-транспортної лебідки відноситься те, що конструкція відпрацьована на технологічність з можливістю швидкої заміни привідного барабана 9 з канатами 10 відповідної довжини і діаметра, або її ремонту, крім цього лебідка має багатофункціональне використання в народному господарстві, що забезпечує розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці при її використанні.

1.5 Висновки та задачі досліджень

1. На основі проведеного аналізу конструкцій піднімально-транспортних лебідок встановлено, що на практиці і в літературних джерелах цьому питанню приділялося мало уваги особливо в польових умовах де відсутні опори для переміщення і піднімання вантажів, натягування канатів різного службового призначення.

2. Проведений аналіз літературних джерел і патентний пошук конструкцій ПТЛ свідчить про те, що вони піддаються конструктивному і технологічному удосконаленню в процесі їх відпрацювання на технологічність конструкції на основі технологічних і механіко-математичних методів моделювання їх роботи з виведенням теоретичних залежностей для визначення силових і конструктивних параметрів. Особливо це актуально для польових умов де відсутні елементи опор для натягування ліній радіо- і електропередач, вирощування хмелю і винограду, при будівництві та реконструкції канатних доріг, підйомників та пам'яток архітектури, а також на узбережжі рік, озер і морів, де останнім часом встановлюють спортивно-розважальні комплекси.

3. Загальна характеристика наукової проблеми показує, що ряд конструктивного, силового і технологічного забезпечення при використанні ПТЛ вимагає подальшого розроблення і дослідження. Це питання теоретичного обґрунтування конструктивних, силових і технологічних параметрів для багатофункціонального їх використання, проектування профільних гвинтових опор при загвинчуванні в ґрунт, розроблення динамічної моделі піднімання і транспортування вантажів, розроблення динамічної моделі натягування канату, комплексу теоретичних і експериментальних досліджень.

4. Підлягають дослідженню питання інтенсивного характеру, що мають принципово важливе значення з точки зору концепції створення ПТЛ багатофункціонального призначення, яке базується на основі розроблення

раціональної конструкції ПТЛ, розрахунку силових і конструктивних параметрів як самої лебідки, так і гвинтових профільних опор. Крім цього, необхідно розробити технологічні передумови проектування інструментів для заміру конструктивних параметрів гвинтових опор.

5. Розробити динамічну модель переміщення вантажу по горизонтальній поверхні і визначення динамічних навантажень при натягуванні лебідкою горизонтально розташованого канату з визначенням силових і конструктивних параметрів. Вивести аналітичні залежності для визначення динамічних навантажень від поздовжніх і поперечних коливань канату.

6. Теоретично обґрунтувати роботу канатних підвісних механізмів при транспортуванні вантажів по похилих поверхнях. Вивести аналітичні залежності для визначення величини прогину канату, на який діє зусилля маси через ролики вагонетки і величини тягового зусилля.

7. Дослідити динаміку розвантаження сапропелю із ковша канатної установки, виведено диференціальне рівняння коливання канату без врахування опору середовища за допомогою рівняння Лагранжа другого роду. Вивести аналітичні залежності для кінетичної і потенціальних енергій системи, досліджено ударну взаємодію ковша з опорою з врахуванням миттєвої сили удару і деформації дії зовнішніх сил.

8. Провести комплекс експериментальних досліджень в лабораторних і польових умовах, спроектувати і виготовити необхідну кількість гвинтових опор ПТЛ і стенд для їх дослідження. Провести повно факторний експеримент з визначенням навантажувальної здатності ПТЛ в залежності від багатьох факторів і вивести рівняння регресії.

9. Розробити інженерну методику проектування ПТЛ різного службового призначення, а також контрольні пристрої для заміру конструктивних параметрів елементів гвинтових опор при їх проектуванні і виробництві.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ РОБОТИ ПІДНІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН З ГВИНТОВИМИ ПРОФІЛЬНИМИ ОПОРАМИ

2.1 Обґрунтування параметрів лебідки переносної підвищеної навантажувальної здатності

Розроблена конструкція переносної гвинтової опори (лебідки) підвищеної навантажувальної здатності і дослідження її параметрів, яка зображена на рис.2.1., яка виконана у вигляді трубчастої профільної опори 1 конусної форми до низу, яка виконана пустотілої циліндричної форми з зовнішніми півкруглими виступами 2, які розміщені рівномірно по колу з приводною циліндричною трубою 3 з можливістю кругового повертання. З нижнього торця якої виконана заглушка 4 перпендикулярно до осі труби з шестигранним центральним отвором 5, який є в періодичній взаємодії з конічним шестигранним кінцем 6 приводної рукоятки 7 для намотування троса 8 на барабан 9. Крім цього у верхній частині приводної циліндричної труби 3 жорстко приварена підставка 10 перпендикулярно до її осі, на якій встановлена собачка 11 на осі 12 храпового колеса 13. Характерною особливістю лебідки переносної є те, що для її роботи використовують дві рукоятки 7 різної форми. Для загвинчування конусної профільної опори 1 в ґрунт використовують рукоятку 14, зовнішній профіль якої є аналогічним до внутрішнього профілю опори 1, а для намотування канату 8 використовують рукоятку 7, нижній кінець якої входить у шестигранний отвір 15 опорної циліндричної труби 3.

Особливістю рукоятки 7 для намотування канату є те, що верхній її кінець виконано у вигляді рифленої втулки 15 і виїмки 16 у верхній частині опори 3 з можливістю тільки кругового повертання. Крім цього нижній кінець цієї рукоятки виконано шестигранної форми 6 з конічним низом, який вільно входить в шестигранний отвір 5 знизу заглушки 4 опорної труби 3.

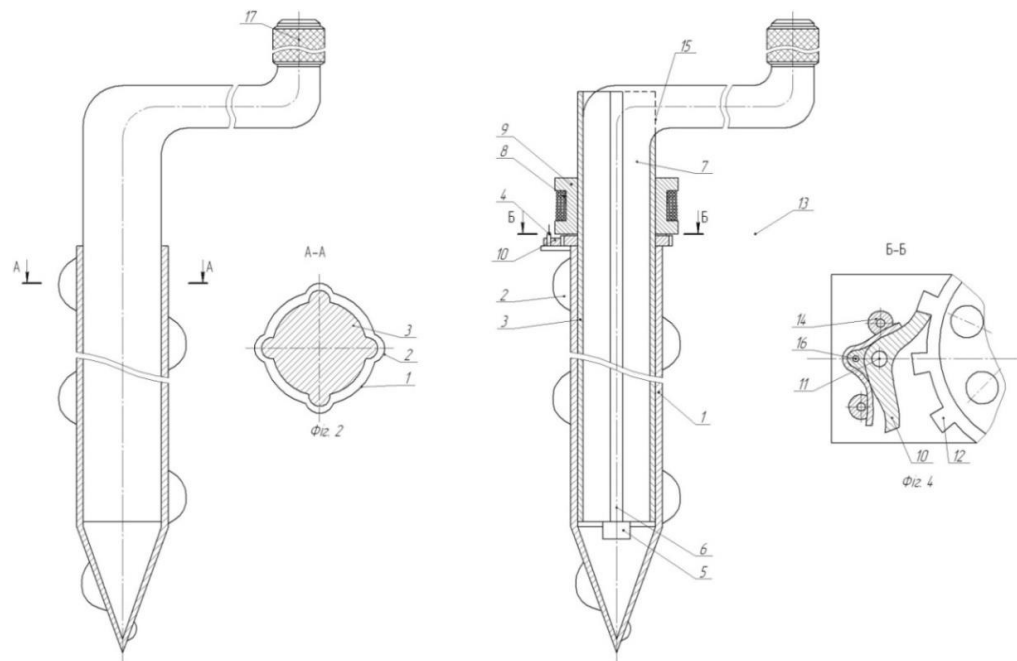


Рис. 2.1. Переносна гвинтова опора (лебідка)

Зовні до гвинтової опори 1 приварена гвинтова спіраль 17, по внутрішньому діаметрі якої виконані радіусні впадини форми півкруглих виступів 2 опорної труби 1.

До переваг переносної гвинтової опори відноситься підвищення її навантажувальної здатності і відпрацювання конструкції на технологічність.

Спіраль з півкруглими виступами 2 (рис.2.1.) при проникненні в ґрунт сприймає розподілені навантаження, які зосереджуються по круговому периметру спіралі діаметром d . При згині жорсткого профілю, форма якого не змінюється, мінімальний осьовий момент інерції буде дорівнювати [9]

$$I_z = \frac{b^3 h}{12} \left(1 + k \frac{e^2}{b^2} \right), \quad (2.1)$$

де b , h – параметри, які характеризують відповідно ширину і висоту спіралі, мм;

k – коефіцієнт впливу форми спіралі на міцність опори;

e – величина відхилення осі спіралі внаслідок пружної деформації, мм.

Зусилля згину гвинтової опори можна розрахувати за формулою [55, 66, 65]

$$P_y = \frac{2N}{\omega D_p} \left[\frac{k_1(\pi D_p - k_T t)}{t + k_T \pi D_p} + 1 \right] / \sqrt{k_1^2 + 1}, \quad (2.2)$$

де N – потужність приводу, кВт; ω – частота обертання, об/хв; k_l – поправочний коефіцієнт.

Відповідно максимальне розрахункове напруження згину гвинтової опори лебідки буде рівним

$$\sigma_{32} = \frac{2N(R_p - R)}{W_z \omega D_p \sqrt{k_1^2 + 1}} \left[\frac{(k_1 + k_T) \pi D_p + t(1 - k_T k_1)}{t + k_T \pi D_p} \right], \quad (2.3)$$

де R_p – центр прикладання рівнодійної, розміщеної по дузі з кутом α і діаметром D_p , мм; R – радіус спіралі, мм; k_T – поправочний коефіцієнт.

Оскільки з'єднання спіралі із валом здійснюється зварюванням, то при недостатній жорсткості конструкції можливе руйнування зварних швів. Відповідно при розрахунку міцності гвинтової опори лебідки необхідно провести перевірку зварного з'єднання на міцність. Концентрація напружень, яка виникає при зварюванні, при якісно виконаних швах є незначною. Отже, перевірку на міцність достатньо проводити згідно з навантаженням, яке сприймає зварне з'єднання.

На рис. 2.2 зображено залежності зміни зусилля згину із залежності (2.2) від конструктивно – силових параметрів гвинтової опори лебідки

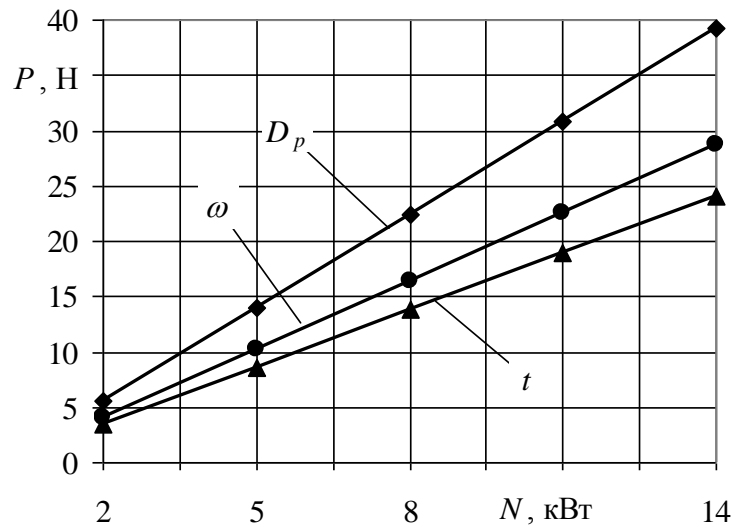


Рис. 2.2. Графічні залежності зміни зусилля згину від конструктивно-силових параметрів гвинтової профільної переносної опори піднімально – транспортної лебідки

Друга серія дослідів пов'язана з визначення сили загвинчення гвинтової опори в ґрунт і дослідження міцності гвинта і зварних швів на зріз і ці досліді проводили за аналогією першої серії.

До переваг станда відноситься розширення технологічних можливостей станда і підвищення продуктивності праці.

Перша серія дослідів пов'язана з визначенням міцності гвинтової опори на згин. Для цього величину згинного моменту визначали за формулою

$$M_{32} = \frac{n \cdot P_1 \cdot B^2 \cdot \sqrt{4\pi^2 \cdot R_c^2 + T^2}}{2}, \quad (2.4)$$

де B – ширина витка, мм;

R_c – середній радіус витка, мм;

T – крок витка, мм;

n – кількість витків, шт;

P_1 – розподілене навантаження, МПа.

Розподілене навантаження на витки знаходили за виразом

$$P_1 = \frac{P}{F}, \quad (2.5)$$

де F – проекція половини площі зовнішньої поверхні витка на площину перпендикулярну до напрямку дії сили P_1 , мм².

В результаті досліджень виведено аналітичні залежності для визначення величини напружень згину і зрізу

$$\sigma_{z_1} = \frac{3 \cdot P \cdot B}{L_1 \cdot H_1^2}, \quad (2.6)$$

$$\sigma_{z_2} = \frac{P \cdot B^2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{2L_1 \left[\frac{H_1^3}{6 \cdot \cos^3\left(\frac{\alpha}{2}\right)} + \frac{2H_1}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \cdot \left(B \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) - \frac{H_1}{2 \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \right)^2 \right]}, \quad (2.7)$$

де H_1 – товщина стінки гвинтової опори, мм;

α – кут при основі трикутного профілю опори, град;

$\sigma_{зг}$ – напруження згину опори, МПа.

Напруження зрізу $\tau_{зр}$ в основі витків визначали з залежності

$$\tau_{зр_1} = \frac{P}{H_1 \cdot L_1}, \quad (2.8)$$

де $\tau_{зр_1}$ – напруження зрізу в основі витка першого варіанту, МПа.

На рис. 2.3 показано у скільки разів опора з гвинтовим трикутним пустотілим профілем спіралі, який утворений двома спіралями зварених між собою міцніший від прямокутного суцільного поперечного січення.

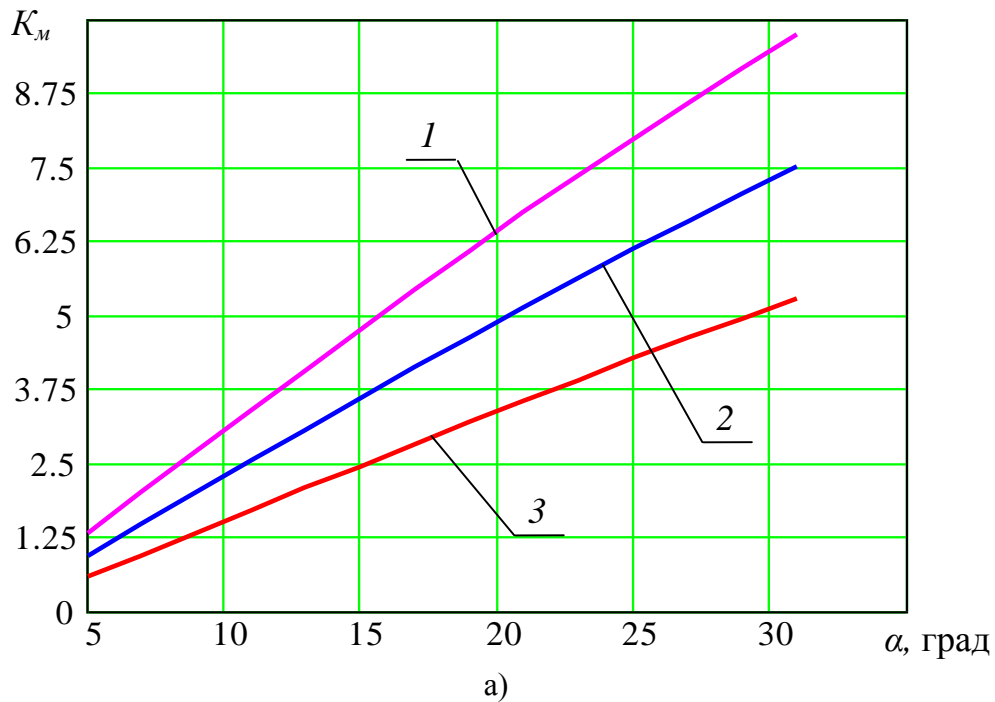


Рис. 2.3. Графік залежності коефіцієнта міцності гвинтової опори трикутного пустотілого профілю від кута при основі в порівнянні з суцільним профілем прямокутного січення:

а) 1 – $B=50$ мм; 2 – $B=70$ мм; 3 – $B=90$ мм. ($H_1=4$ мм, $H_2=1,2$ мм);

б) суцільний прямокутний профіль гвинтової опори;

в) гвинтовий трикутний пустотілий профіль опори

Встановлено, що трикутний профіль опор гвинтових лебідок меншої товщини є міцнішим ніж прямокутний суцільний профіль більшої товщини.

На рис. 2.4 і 2.5 зображено стержневі опори і гвинтові спіралі опор піднімально-транспортних лебідок.



Рис. 2.4. Стержневі опори піднімально-транспортних лебідок



Рис. 2.5. Гвинтові спіралі опор піднімально-транспортних лебідок

2.2 Теоретичне дослідження підвісних механізмів піднімально-транспортних лебідок

Канатні підвісні механізми широко використовуються у якості транспортуючих пристроїв завдяки відносній простоті конструкції та відсутності класичних транспортних шляхів. Відповідно дані пристрої дозволяють транспортувати вантажі на похилих схилах, особливо у гірській місцевості, і на значні відстані. Канатний механізм переміщення вантажів (рис. 2.6), який виконано у вигляді двох опор – передньої 1 і задньої 2, які з'єднані між собою на певній висоті канатом 3. Перша із них має більшу висоту, а друга меншу. З лівого кінця на тросі жорстко встановлено транспортний пристрій 4 П-подібної форми для зменшення коливань при русі, і який виконано у вигляді двох опорних роликів 5, які по зовнішньому діаметрі мають півкруглі канавки 6, які знизу є у взаємодії з канатом 3 з можливістю осьового переміщення і які встановлені вертикально. Внутрішніми отворами опорні ролики 5 є у взаємодії з циліндричними пальцями 7 з можливістю кругового провертання через підшипник кочення.

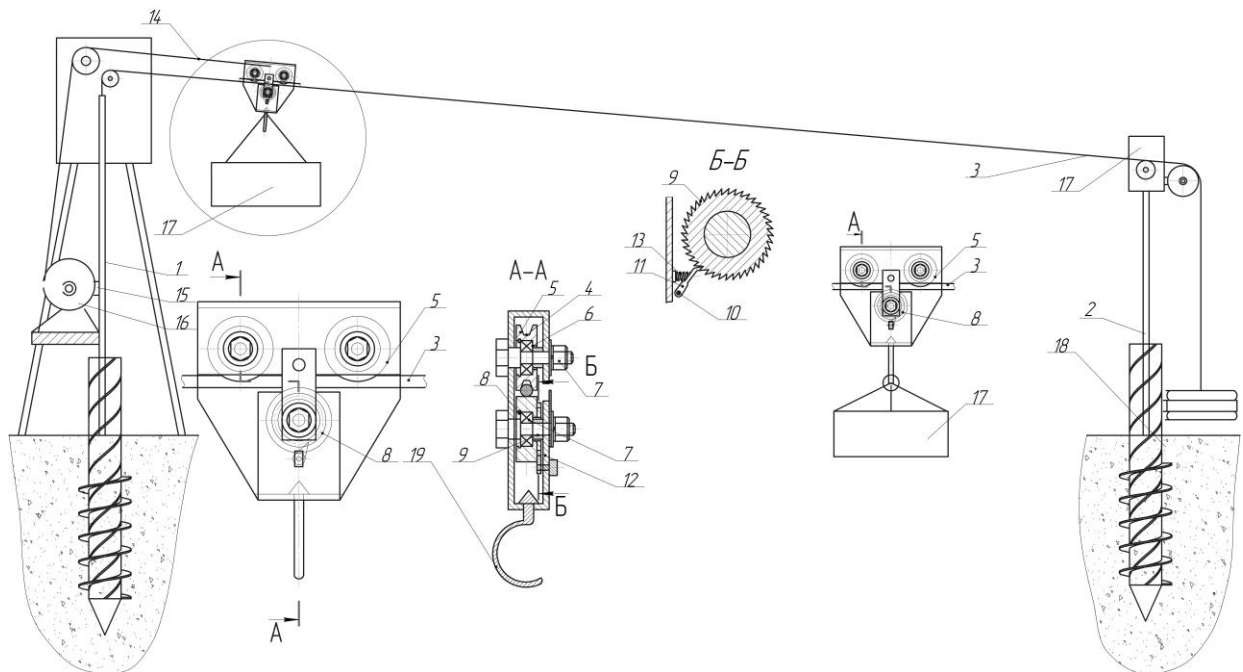


Рис. 2.6. Конструктивна схема механізму переміщення вантажів

Третій нижній ролик 8 встановлено під канатом зоні між верхніми опорними роликами 5, а до правої площини цього ролика жорстко закріплено храпове колесо 9, яке є у взаємодії зі стопорною собачкою 10, яка жорстко встановлена на осі 11, а та в свою чергу жорстко закріплена по середині правої нижньої стійки 12 П – подібної форми з можливістю коливного руху і жорстко притиснута за допомогою пружини 13 до храпового колеса 9.

Крім цього механізм оснащений обмежувачем швидкості переміщення вантажів 13, який виконано у вигляді троса 14, який є у взаємодії з намотувальним барабаном 15, який жорстко закріплений на шпінделі асинхронного електродвигуна 16 регулювання швидкості руху канату 3 з вантажем 13, режиму гальмування при переміщенні вантажу на певну довжину і до храпового колеса 9 і стопорної собачки 10. Причому двигун 16 жорстко закріплений до передньої опори 1.

Для керування роботою механізму служить пульт управління 17. Одним кінцем канат 3 жорстко закріплений до фундаменту 18 відомим способом, а другий кінець до опори 1 верхнього кінця.

Робота механізму здійснюється наступним чином. Вантаж 13, який необхідно перемістити навішують на гак 18 транспортного механізму 4 з обмежувачем його переміщення і здійснюють його переміщення під власною вагою з пульта управління 17 згідно відповідної програми. І коли вантаж доходить до низу його знімають і транспортний пристрій 4 за допомогою намотувального барабана 15 повертають назад за допомогою електроприводу 16, а в разі потреби його гальмують з використанням храпового механізму.

До переваг корисної моделі відноситься розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

Методика розрахунку параметрів основних та відповідальних елементів аналогічних конструкцій відома давно [59, 62]. Свій вклад у методологію розрахунку канатних пристроїв внесли і сучасні науковці [2, 47], проте відповідно до індивідуальних особливостей певних пристроїв вона має свою

специфіку. Запропонована конструкція канатного механізму для переміщення вантажів має класичне компонування, тобто його виконано у вигляді двох опор – передньої і задньої, які з’єднані між собою на певній висоті канатом. Причому перша із них має більшу висоту, а друга меншу. Відповідно буде спостерігатися провисання канату під власною вагою, а додаткове провисання забезпечує вага вантажу (рис.2.7).

Розглянемо транспортування підвісного вантажу канатною дорогою із підвісом канатів в т. A на висоті H_1 та в т. B на висоті $H_2 = H_1 - \Delta H$, де ΔH - перепад висот підвісу каната.

Зробимо допущення, за яким ненавантажений канат моделюємо гнучкою нерозтяжною важкою ниткою із рівномірним розподілом λ маси канату m_k за довжиною l_k .

$$\lambda = m_k / l_k = \rho_k S_k, \quad (2.9)$$

де ρ_k - питома маса канату;

S_k - площа живого перерізу канату.

При провисанні канату (важкої нитки) він під дією ваги $G_k = m_k g$ натягується із силою натягу $T = T(x)$, осьова складова $T_x = T_0$ якою є постійною. Лінія провисання канату опишеться відомою залежністю ланцюгової лінії [20].

$$y = a_k \cosh(x/a_k), \quad (2.10)$$

де a_k - параметр ланцюгової лінії, $a_k = T_0 / (\lambda g)$.

Розглянемо випадок навантаження канату вантажем G_g . Очевидно, що під дією вантажу канат натягнеться і його кривизна суттєво зменшиться.

Розглянемо провисання канату без вантажу (траєкторія за дугою $\cup AD_0B$) та з вантажем ($\cup AD$ та $\cup DB$).

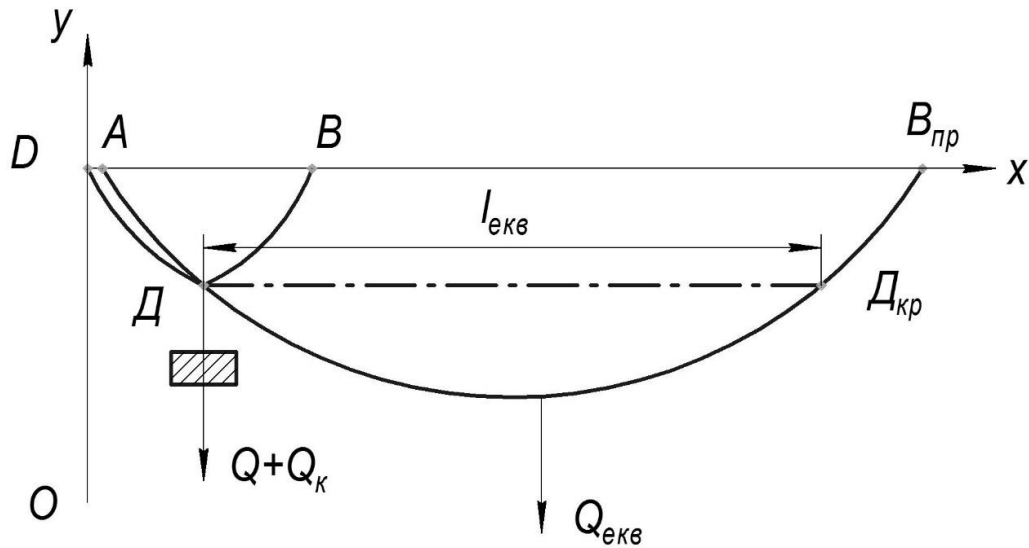
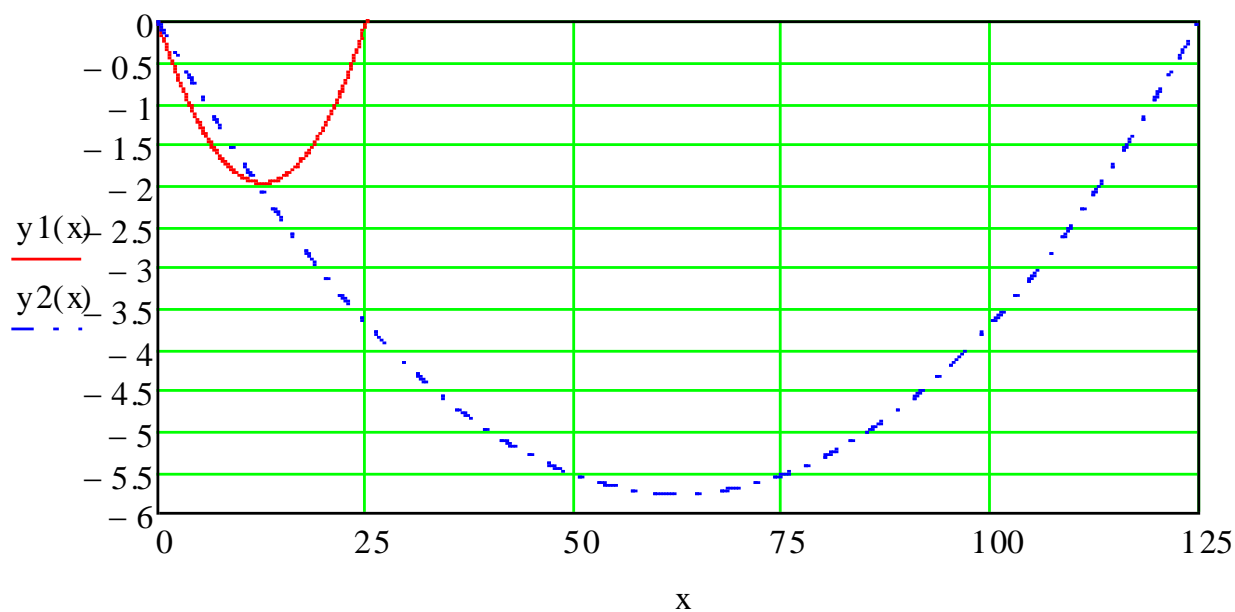


Рис. 2.7. Розрахункова схема провисання канату під власною вагою

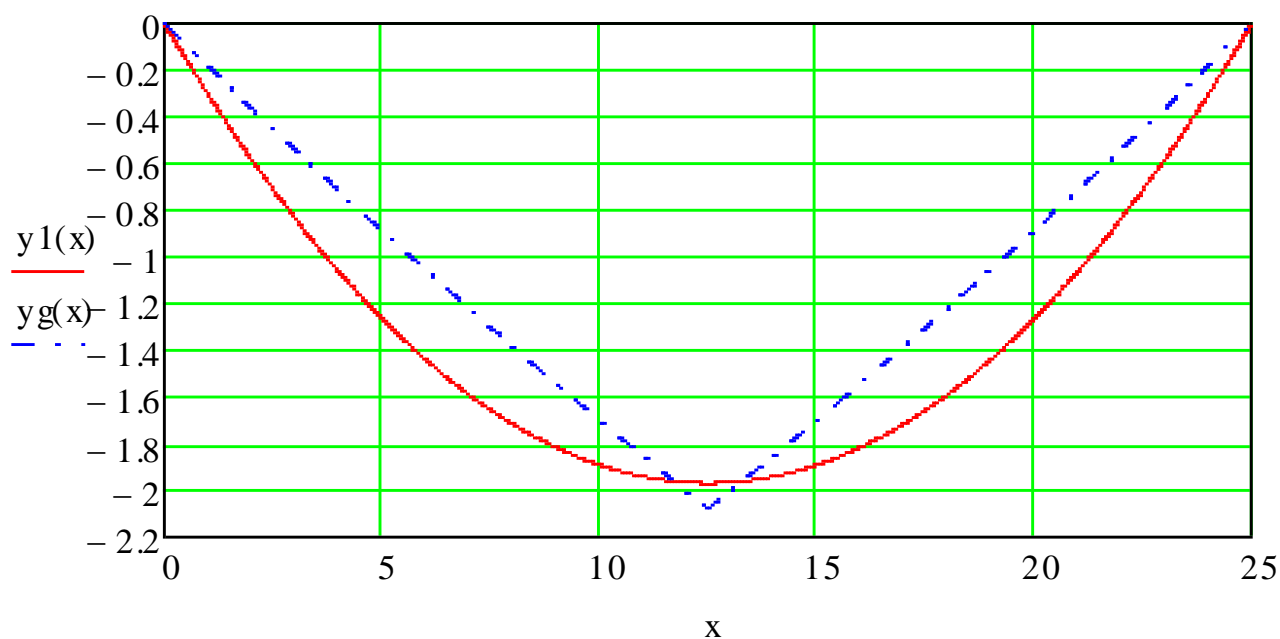
Для оцінки зміни траєкторії траси навантаженого канату, замінюємо вантаж додатковим відрізком канату з еквівалентною масою $m_{екв} = G_g / g$ довжиною $l_{екв} = G_g / (g\lambda)$ відповідно збільшивши довжину $L = L_{AB}$ прольоту AB' до AB' на ділянку еквівалентного канату, $L_{AB'} = L_{AB} + L_{екв}$, де

$$L_{екв} = 2a_k \operatorname{arch} \frac{l_{екв}}{2a_k}.$$

Відповідно права вітка навантаженого каната BD буде еквівалентна частині $B'D'$ вітки канату з еквівалентною ділянкою. Моделювання прогинання канату в середовищі MATHCD без навантаження та канату з еквівалентною ділянкою представлено на рис.2,8а, а на рис. 2,8б – модель ненавантаженого та навантаженого канатів однакової довжини l_k .



a)



б)

Рис. 2.8. Моделювання прогинання канату без навантаження та канату з еквівалентною ділянкою а, б – модель ненавантаженого та навантаженого канатів однакової довжини l_k .

Аналіз показує, що кривизна навантаженого канату є незначною а його траса є практично прямолінійною, що є підставою відповідного припущення в подальшому.

Розглянемо переміщення вантажу Q_g по канату довжиною l_k вагою G_k ,

підвішеного на опорах A та B на рис. 2.10.

Відстань між точками кріплення т. A і т. B каната на опорах становить $l_{AB} = c = \sqrt{L^2 + \Delta H^2}$, де L – відстань між опорами ΔH – різниця висот кріплень у т. A та т. B , а довжина каната перевищує цю відстань на величину Δ , $\Delta = l_k - c = \varepsilon c$, де ε – відносне перевищення довжин канату мінімально можливого значення.

Відповідно $l_k = (1 + \varepsilon)c$. За умови нерозтяжності каната довжиною l_k прийнято припущення, що ділянки каната $\cup AD$ та $\cup DB$ представлені прямолінійними відрізками AD та DB і $l_{AD} + l_{DB} = l_k = \text{const.}$

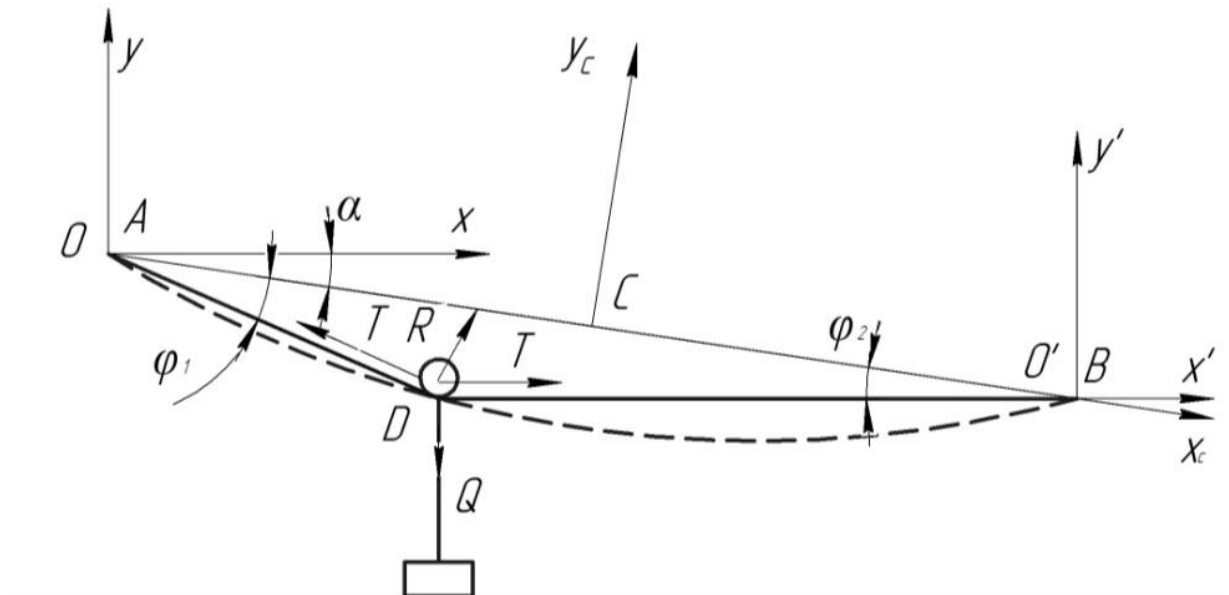


Рис. 2.9. Розрахункова схема дії сил на елементи канатної траси

Відповідно траєкторія переміщення вантажу вагою Q_e (точки підвісу D вантажу) буде визначатися постійністю суми відстаней від точки підвісу D до фокусів A та B , що за визначенням є еліпсом, рівняння якого в системі координат $x_c O_c y_c$, центр якої розміщений посередині відрізка AB , а вісь $O_c x_c$ напрямлена у т. B має вигляд $(x_c/a)^2 + (y_c/b)^2 = 1$, де a та b велика та мала півосі еліпса, $a = c(1 + \varepsilon)/2$; $b = c\sqrt{2\varepsilon + \varepsilon^2}/2$.

У базовій системі координат xOy , центр якої розміщений у точці підвісу канату A , рівняння еліпса отримано шляхом повороту системи координат

$x_c O_c y_c$ відносно кута нахилу траси $\alpha = \arctg(\Delta H / L)$ та паралельним переносом з т. A (початку базової системи O) у т. O_c рівняння траєкторії переміщення вантажу отримано шляхом матричного перетворення однорідних систем координат

$$\begin{pmatrix} x_c \\ y_c \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha & -c/2 \\ -\sin \alpha & \cos \alpha & \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \\ 1 \end{pmatrix}, \quad (2.11)$$

Відповідно отримане рівняння еліпса в системі xOy буде

$$\frac{[(x - L/2)\cos\alpha + (y + L\operatorname{tg}\alpha/2)\sin\alpha]^2}{a^2} + \frac{[(y + L\operatorname{tg}\alpha/2)\cos\alpha - (x - L/2)\sin\alpha]^2}{b^2} = 1 \quad (2.12)$$

Рівняння (2.12) у явному вигляді має вигляд.

$$y = \frac{q(x) - \sqrt{q^2(x) - 4p \cdot r(x)}}{2p} - (L/2)\operatorname{tg}\alpha, \quad (2.13)$$

$$\text{де } p = \frac{4}{c^2} \left[\frac{\sin^2 \alpha}{(1 + \varepsilon)^2} + \frac{\cos^2 \alpha}{\varepsilon(2 + \varepsilon)} \right], \quad g(x) = \frac{(4x - 2L)\sin \alpha \cos \alpha}{c^2} \left[\frac{1}{(1 + \varepsilon)^2} - \frac{1}{\varepsilon(2 + \varepsilon)} \right],$$

$$r(x) = \left[\frac{(2x - L)^2}{c^2} \right] \left[\frac{\cos^2 \alpha}{(1 + \varepsilon)^2} + \frac{\sin^2 \alpha}{\varepsilon(2 + \varepsilon)} \right] - 1,$$

Спростимо I доданок рівняння

$$\frac{q(x) - \sqrt{q^2(x) - 4pr(x)}}{2p} = \frac{q(x)}{2p} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{4pr(x)}{q^2(x)}} \right] = \frac{q(x)}{2p} \left[1 - 1 + \frac{2pr(x)}{q^2(x)} \right] = \frac{r(x)}{q(x)},$$

$$\text{Беручи до уваги, що } \sqrt{1 - \delta} = \sqrt{1 - 2\frac{\delta}{2} + \frac{\delta^2}{4}} = \sqrt{(1 - \frac{\delta}{2})^2} = 1 - \frac{\delta}{2},$$

$$\sqrt{1 - \frac{4pr(x)}{q^2(x)}} = 1 - \frac{2pr(x)}{q^2(x)}.$$

$$\text{Тоді } y = \frac{r(x)}{q(x)} - \frac{L}{2} \operatorname{tg} \alpha.$$

Підставимо у рівняння (2.13) $r(x)$ і $q(x)$

Спочатку виконаємо деякі спрощення для $q(x)$

$$\left[\frac{1}{(1+\varepsilon)^2} - \frac{1}{\varepsilon(2+\varepsilon)} = \frac{\varepsilon(2+\varepsilon) - (1+\varepsilon)^2}{(1+\varepsilon)^2 \cdot \varepsilon \cdot (2+\varepsilon)} \right] = \frac{2\varepsilon + \varepsilon^2 - 1 - 2\varepsilon - \varepsilon^2}{(1+\varepsilon)^2 \cdot \varepsilon \cdot (2+\varepsilon)} = -\frac{1}{(1+\varepsilon)^2 \cdot \varepsilon \cdot (2+\varepsilon)},$$

$$q(x) = -\frac{(4x-2L)\sin\alpha\cos\alpha}{c^2} = -\frac{(2x-L)\sin 2\alpha}{c^2(1+\varepsilon)^2 \cdot \varepsilon \cdot (2+\varepsilon)}.$$

Для $r(x)$

$$\begin{aligned} r(x) &= \left[\frac{(2x-L)^2}{\varepsilon^2} \right] \left[\frac{\varepsilon(2+\varepsilon)\cos^2\alpha + (1+\varepsilon)^2\sin^2\alpha}{(1+\varepsilon)^2 \cdot \varepsilon \cdot (2+\varepsilon)} \right] - 1 = \\ &= \frac{(2x-L)^2 [\varepsilon(2+\varepsilon)\cos^2\alpha + (1+\varepsilon)^2\sin^2\alpha] - c^2(1+\varepsilon)^2 \cdot \varepsilon \cdot (2+\varepsilon)}{c^2(1+\varepsilon)^2 \cdot \varepsilon \cdot (2+\varepsilon)}. \end{aligned}$$

Тоді рівняння траєкторії переміщення вантажу з рівняння (2.12) має вигляд

$$y_T = \frac{(2x-L)^2 [\varepsilon(2+\varepsilon)\cos^2\alpha + (1+\varepsilon)^2\sin^2\alpha] - c^2(1+\varepsilon)^2 \cdot \varepsilon \cdot (2+\varepsilon)}{- (2x-L)\sin 2\alpha} - \frac{L}{2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.14).$$

Проаналізовано вплив ваги каната Q_λ на зміну його просторового розміщення й траєкторії переміщення вантажу. Показано, що при незначній масі каната порівняно з масою транспортованого вантажу ($Q_\lambda \ll Q_\varepsilon$) ділянки каната AD та DB є практично прямолінійними. Залежність (3) з достатньою точністю описує траєкторію переміщення (рис.2.10), за якою визначались сили натягу каната й сили опору, а також умови переміщення вантажу без прикладання тягового зусилля. З метою недопущення перевантаження каната

передбачено механізм стабілізації натягу.

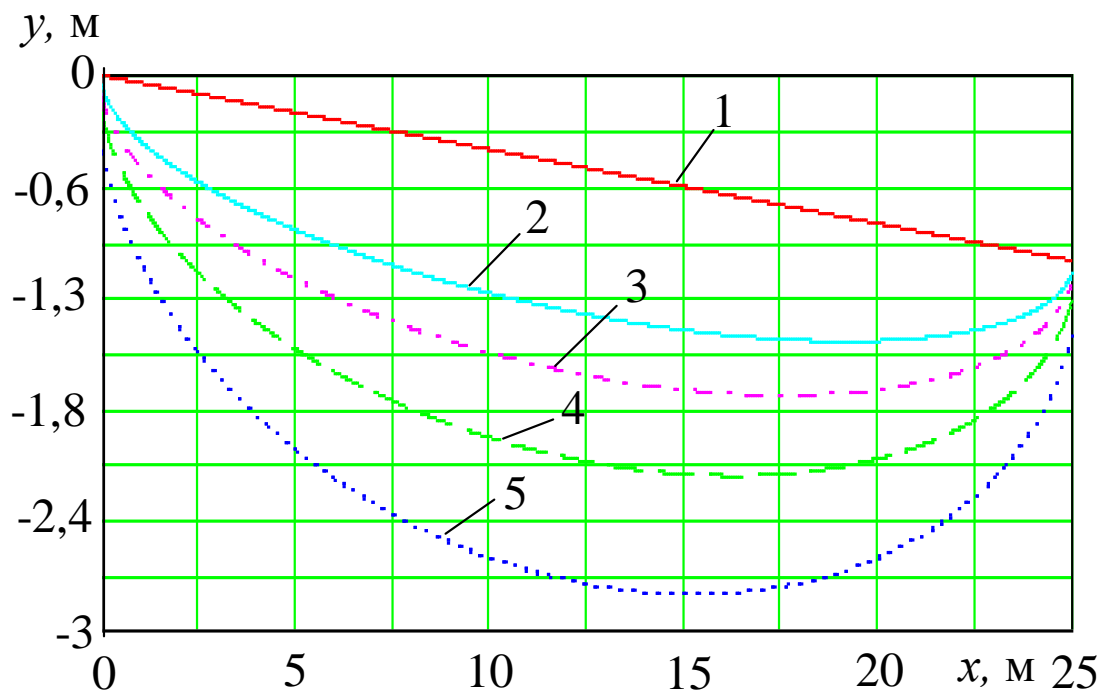


Рис. 2.10. Графік траєкторії переміщення вантажу масою: 1 – $m=10$ кг; 2 – $m=20$ кг; 3 – $m=30$ кг; 4 – $m=40$ кг; 5 – $m=50$ кг

Провисання канату спостерігається у вигляді деякої кривої прогину. Відповідно у місці розміщення вантажу масою Q_B ця крива буде ламаною. У місці розламу діє натяг канату T , вектори якого різнонаправлені і утворюють кут γ між собою. Рівнодіюча натягу рівна тиску вантажу і напрямлена по бісектрисі кута γ в напрямку осі $I-I$. Для рівноваги вантажу до нього необхідно прикласти певне тягове зусилля. Оскільки вантаж розміщується у вагонетці то вона взаємодіє із канатом через відповідні ролики, тобто тягове зусилля напрямлене в напрямку осі $II-II$ перпендикулярно тиску роликів. Якщо не враховувати опір коченню у роликах, то дане тягове зусилля можна розрахувати за відомою формулою [62]

$$P = Q_B \sin \beta, \quad (2.15)$$

де β – розрахунковий кут підйому вантажу.

Рівнодійна натягу N канату по обидва боки від вантажу (рис.2.11) буде напрямлена під кутом до осі $II-II$, але її проекція на вісь $II-II$ повинна бути рівна P . Тиск роликів вагонетки рівний

$$R = Q_B \cos \beta + Q_K, \quad (2.16)$$

де Q_K – тиск на ролики від канату.

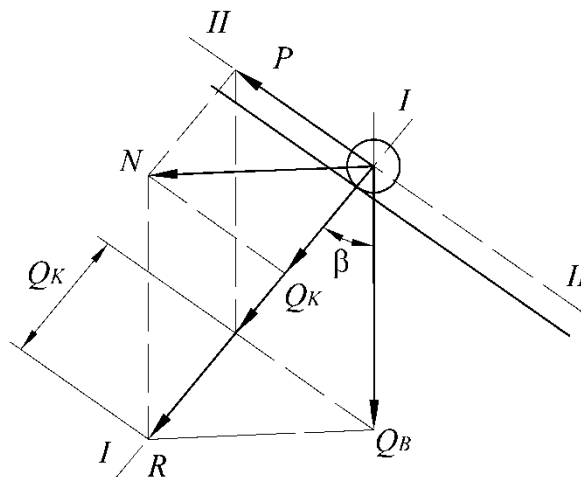


Рис. 2.11. Схема дії сил, які діють на ролик вагонетки

Для визначення кута підйому вагонетки можна використати метод побудови багатокутника сил [20]. Розрахункову схему складаємо на основі напрямків векторів сил згідно рис.2.12. Відповідно наша схема (рис.2.12) містить вагу кривої канату BO 1-3, вагу вантажу 3-5, тягове зусилля 5-6, тиск від канату 6-7 і вагу кривої OA канату 7-8. Відрізок 3-6 представляє тиск роликів, а промінь $0-4$ – бісектрису кута між натягами T , паралельну тяговому зусиллю P .

Відповідно у кінцевому результаті отримаємо

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{y - r_p}{l} + \frac{(l - 2x)}{2H_B} \left(\frac{g}{\cos \alpha} + \frac{Q}{l} \right). \quad (2.23)$$

З врахуванням формули (2.20) значення тягового зусилля рівне

$$P = Q_B \sin \left\{ \operatorname{arctg} \left[\frac{y - r_p}{l} + \frac{(l - 2x)}{2H_B} \left(\frac{g}{\cos \alpha} + \frac{Q}{l} \right) \right] \right\}. \quad (2.24)$$

Маючи теоретичну залежність зміни тягового зусилля від основних конструктивно-силових параметрів канатного механізму, можна проаналізувати їх вплив на зміну того чи іншого параметра з метою вибору оптимальних значень.

Аналізуючи отримані розрахункові значення тягового зусилля в залежності $P = f(Q_B)$ (рис.2.13) встановлено, що дана функція є лінійною не залежно від зміни інших параметрів. Також на значення величини тягового зусилля істотний вплив, як і очікувалось, мають довжина траси l і кут її підйому α . Інші параметри незначно змінюють величину тягового зусилля, оскільки прямо залежать від вище вказаних величин. Це встановлено на прикладі погонної маси каната g , функція $P = f(g)$. Зміна тягового зусилля P знаходиться в межах 0,4...0,7%, що не може істотно впливати на вибір елементів механізму. Якщо провести аналогічну графопобудову із зміною довжини траси – то розходження знаходяться в межах 8%. Проте для підтвердження даного припущення необхідна серія експериментальних досліджень.

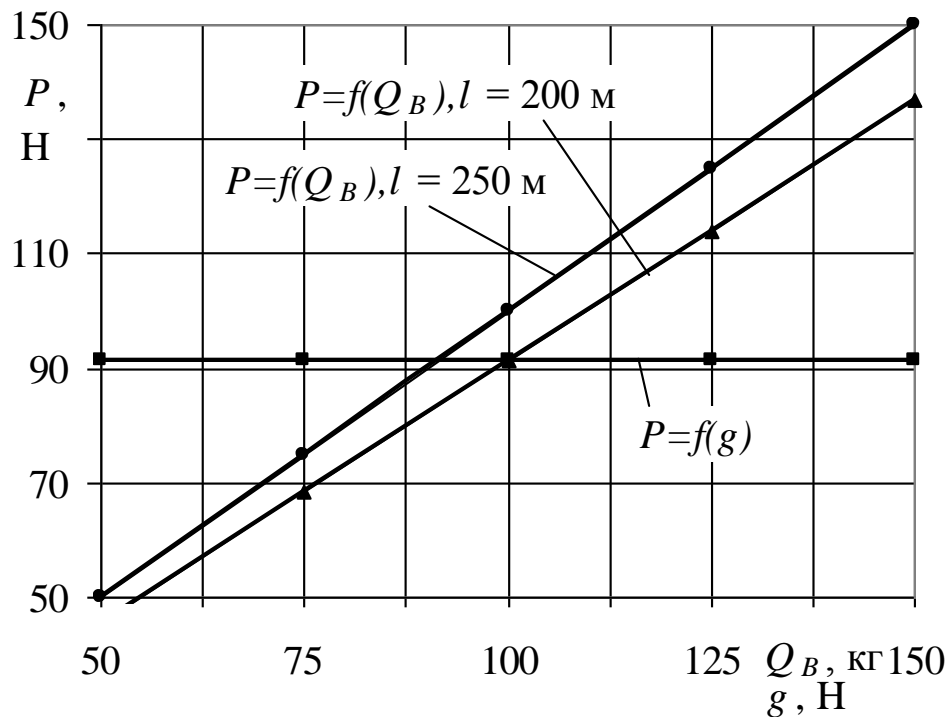


Рис. 2.13. Залежність зміни величини тягового зусилля від кута маси вантажу $P = f(Q_B)$ і зміни величини тягового зусилля від погонної маси каната

$$P = f(g). \quad (2.25)$$

Графічні залежності, які представлені на рис.2.13 дають змогу оцінити вплив того чи іншого параметра (при заданих інших), на величину тягового зусилля, а також можуть бути основою для розробки інженерної методики проектування аналогічних пристроїв.

2.3 Динамічна модель роботи піднімально-транспортної лебідки

Піднімально-транспортні машини (ПТЛ) і механізми є основою механізації та автоматизації виробництва. Від правильного вибору і розрахунку механізмів машин залежить їх експлуатаційна надійність і довговічність. Робота більшості транспортуючих пристроїв зазвичай супроводжується певними динамічними навантаженнями, які частково спричиняються неточністю монтажу ланок

кінематичного ланцюга певного механізму. В практиці транспортування вантажів за допомогою ПТЛ часто спостерігаються випадки його пуску в завантаженому стані, після попередньої зупинки. Крім цього, зовнішні навантаження на робочі елементи цих лебідок носять не постійний характер, що призводить до зростання динамічних навантажень на елементи конвеєра, які можуть привести до виходу з ладу конструктивних його частин.

При виведенні диференціальних рівнянь динаміки лебідки виходили з таких основних припущень: конструктивні елементи лебідки є абсолютно тверді тіла із зосередженими масами та моментами інерції, що показані на рис. 2.14: I_1 - зведений момент інерції ротора двигуна; I_2 - момент інерції ведучої півмуфти; I_3 - момент інерції веденої півмуфти; I_4 - зведений момент інерції барабана. Місцевими напруженнями і деформаціями в місцях з'єднання окремих елементів системи нехтували. Із всіх можливих дійсних перехідних процесів і характеристик зміни прикладених сил вибрали такі, щоб одержати максимально можливі в перехідному процесі значення моментів сил пружності в окремих елементах системи [16]. З'єднання елементів лебідки – абсолютно пружні невагомі в'язі із постійними коефіцієнтами крутильної жорсткості. На рис. 1 позначені зведені коефіцієнти крутильної жорсткості ліній передач: C_{12} - зведена жорсткість вала між двигуном і ведучою півмуфтою, C_{23} - зведена жорсткість елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт, C_{34} - зведена жорсткість валу між веденою півмуфтою та барабаном, k_1 – коефіцієнт жорсткості каната, β_{12} – коефіцієнт демпфування вала між двигуном і ведучою півмуфтою, β_{23} – коефіцієнт демпфування елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт; β_{34} – коефіцієнти демпфування вала між веденою півмуфтою та барабаном, β_1 – коефіцієнт демпфування каната.

Кінцевий вантаж m_1 пов'язаний з барабаном пружно-в'язкою нестационарною в'яззю – канатом змінної довжини.

До приводу I_1 прикладено крутний момент $M_1(t)$ від двигуна або від важеля ручного обертання. Крутний момент через муфту, барабан та канат передається до вантажу m_1 .

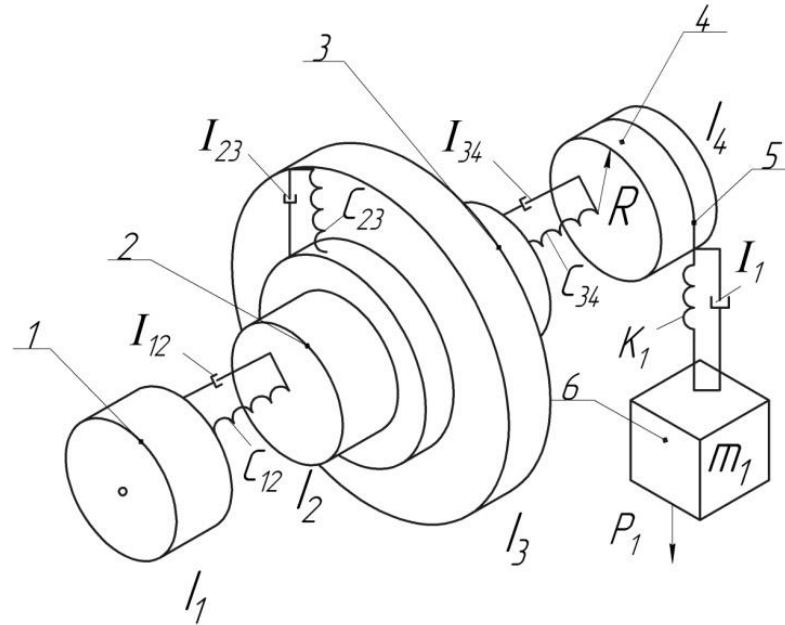


Рис. 2.14. Розрахункова схема динамічної моделі процесу переміщення вантажу лебідкою:

1 – ротор двигуна приводу; 2 – ведуча півмуфта; 3 – ведена півмуфта; 4 – барабан для намотування каната; 5- канат; 6 – вантаж.

Вибираємо за узагальнені координати кути повороту інерційних мас φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 та переміщення маси m_1 , яке дорівнює x_5 . При цьому кінетична енергія системи буде мати вигляд

$$T_k = \frac{I_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{I_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{I_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2}{2} + \frac{I_4 \cdot \dot{\varphi}_4^2}{2} + \frac{m_1 \cdot \dot{x}_5^2}{2}. \quad (2.26)$$

Потенціальна енергія системи

$$П = \frac{C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2} + \frac{C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4)^2}{2} + \frac{k_1(x_5 - r_5\varphi_4)^2}{2}. \quad (2.27)$$

Виведено диференціальні рівняння руху системи для вимушених коливань, застосувавши рівняння Лагранжа другого роду. При цьому для мас, що здійснюють крутильні коливання

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} = M_i. \quad (2.28)$$

Для мас, що здійснюють лінійні переміщення

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_5} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_5} = P_1, \quad (2.29)$$

На основі рівнянь Лагранжа другого роду складено систему диференціальних рівнянь вимушених коливань згідно розрахункової схеми на рис. 2.14.

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_1(t); \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + C_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + C_{34} (\varphi_3 - \varphi_4) = 0; \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_4 + C_{34} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + k_1 \cdot R (x_5 - R \cdot \varphi_4) = 0; \\ m_1(t) \cdot \ddot{x}_5 + k_1 (x_5 - R \cdot \varphi_4) = P_1. \end{cases} \quad (2.30)$$

Якщо враховувати розсіювання енергії, то рівняння (2.30) запишуться так

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = -M_1(t); \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + C_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \beta_{23} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = 0; \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 - C_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + C_{34} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) - \beta_{23} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + \beta_{34} \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) = 0; \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_4 - C_{34} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) - k_1 \cdot R \cdot (x_5 - R \cdot \varphi_4) - \beta_{34} \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - \beta_1 \cdot R \cdot (\dot{x}_5 - R \cdot \dot{\varphi}_4) = 0; \\ m_1(t) \cdot \ddot{x}_5 + k_1 \cdot (x_5 - R \cdot \varphi_4) + \beta_1 \cdot (\dot{x}_5 - R \cdot \dot{\varphi}_4) = P_1. \end{cases} \quad (2.31)$$

Крутний момент на двигуні при плавному його пуску за допомогою реостата буде мати вигляд

$$M_1(t) = (km_v + m_1(t))gR + (m_v + m_1(t))a_1 e^{-r_p t} R, \quad (2.32)$$

де k – коефіцієнт, що враховує опір руху вантажу, що піднімається;

m_v – маса вантажу, кг;

$m_1(t)$ – маса каната, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

R – радіус барабана, м;

a_1 – початкове прискорення на ступені реостата, м/с²;

r_p – коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження на систему.

Коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження на систему визначали за формулою

$$r_p = \frac{F_k}{(m_v + m_1(t))V_0}, \quad (2.33)$$

де F_k – максимальне зусилля, що розвивається двигуном, постійне для кожної ступені реостата, Н;

V_0 – швидкість, яка розвивається в кінці ступені реостатної характеристики, м/с;

Масу каната знаходили за формулою

$$m_1(t) = m_0 - m'\omega t R, \quad (2.34)$$

де m_0 – початкова вага звисаючої частини каната, кг;

m' – вага одного погонного метра каната, кг/м;

ω – частота обертання барабана, рад/с.

Зовнішнє навантаження на систему визначали за формулою

$$P_1 = (km_v + m_1(t))g. \quad (2.35)$$

Початкові умови для системи рівнянь (2.31) записали з наступних міркувань. До моменту пуску двигуна, від якого і ведемо відлік часу, не відбувається відносної деформації пружних елементів системи. Тому початкові відносні координати і швидкості приймаємо рівними нулю. Подальша деформація відбувається за рахунок дії зовнішніх сил. Отже, для $t = 0$ маємо

$$\varphi_1(0) = 0; \varphi_2(0) = 0; \varphi_3(0) = 0; \varphi_4(0) = 0, x_5(0) = 0;$$

$$\dot{\varphi}_1(0) = 0; \dot{\varphi}_2(0) = 0; \dot{\varphi}_3(0) = 0; \dot{\varphi}_4(0) = 0, \dot{x}_5(0) = 0. \quad (2.36)$$

Розв'язок системи нелінійних диференціальних рівнянь (2.32) з початковими умовами (2.36) проведено на комп'ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта.

За результатами досліджень представлено графічні залежності зміни лінійної деформації каната в часі (рис. 2.15), кутової деформації вала між двигуном та муфтою в часі (рис. 2.16) та кутової деформації елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт в часі (рис. 2.17) під час піднімання

вантажу. Для перевірки адекватності запропонованої системи диференціальних рівнянь усі її складові визначались експериментально.

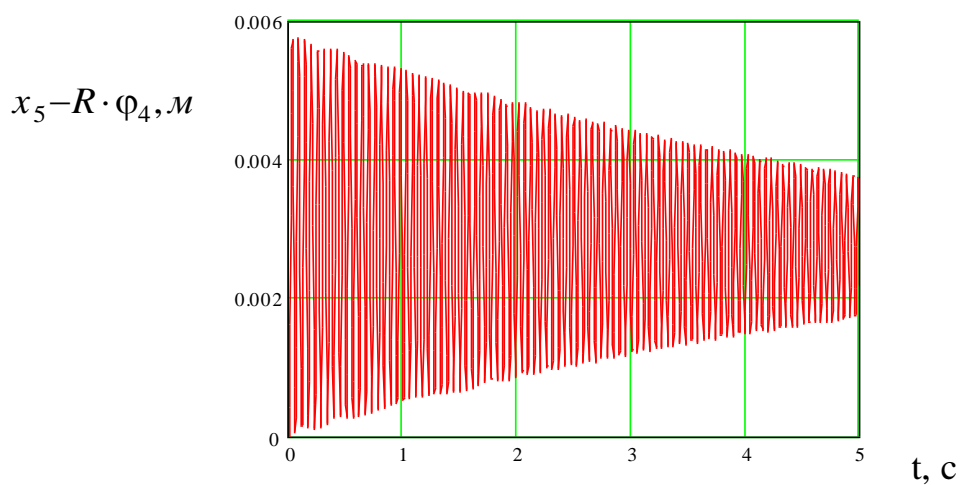


Рис. 2.15. Графік зміни лінійної деформації каната в часі

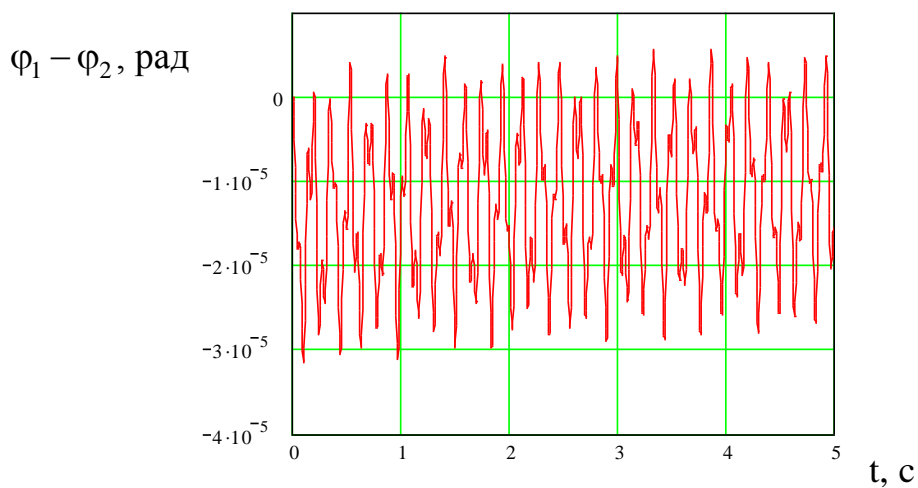


Рис. 2.16. Графік зміни кутової деформації вала між двигуном та ведучою півмуфтою в часі

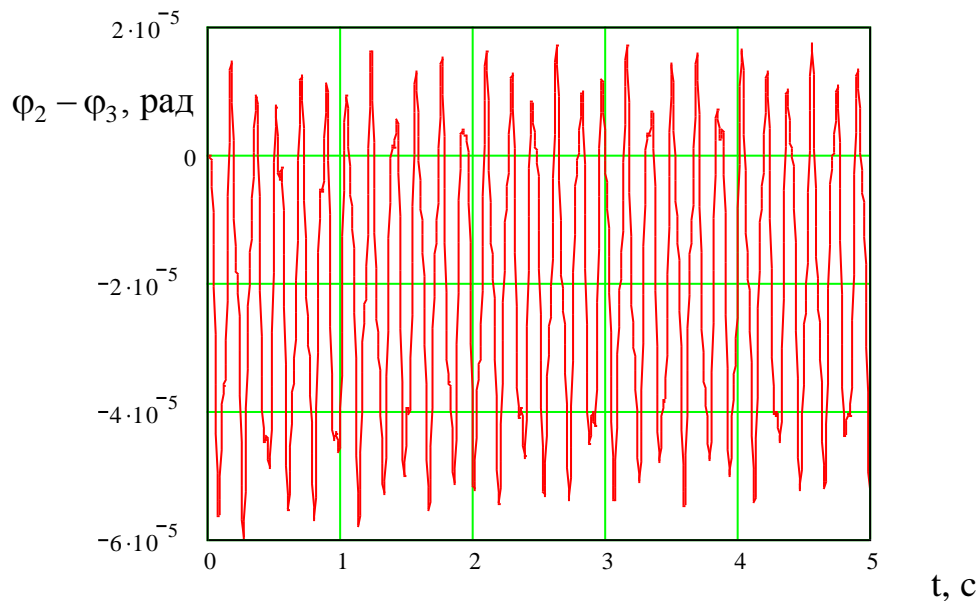


Рис. 2.17. Графік зміни кутової деформації елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт в часі

Із представлених графічних залежностей видно, що лінійна деформація каната в часі зменшується і процес транспортування вантажів стабілізується із зменшенням амплітуди коливань із поступовим наближенням динамічних деформацій каната до його статичних деформацій. Зокрема, на протязі 5 с. амплітуда коливання катана в поздовжньому напрямку зменшується із 0,003 м. до 0,001 м, що суттєво знижує динамічні навантаження на канат. Кутова деформація елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт в часі у 3 рази вища, ніж кутова деформації вала між двигуном та ведучою півмуфтою і досягає $6 \cdot 10^{-5}$ рад., що знаходиться в допустимих межах. Також не спостерігається значних перепадів амплітуд коливань цих елементів в наслідок застосування плавного пуску двигуна, а також їх низьких коефіцієнтів демпфування.

Циліндрична частина барабана лебідки під час роботи піддається стиску, згину і крученню (рис. 2.18).

На стінку барабана із сторони каната, що навивається діє тиск q , який можна вважати із достатньою точністю рівномірно розподіленим по колу, який можна визначити із залежності

$$q = \frac{2 \cdot S}{D \cdot t}, \quad (2.37)$$

де S - натяг каната, Н;

D - діаметр барабана, мм;

t - крок навитого каната, мм.

Напруження стиску від тиску q при товщині стінки δ барабана визначаємо, як в тонкостінних оболонках [16]

$$\sigma_{CT} = \frac{q \cdot D}{2 \cdot \delta}. \quad (2.38)$$

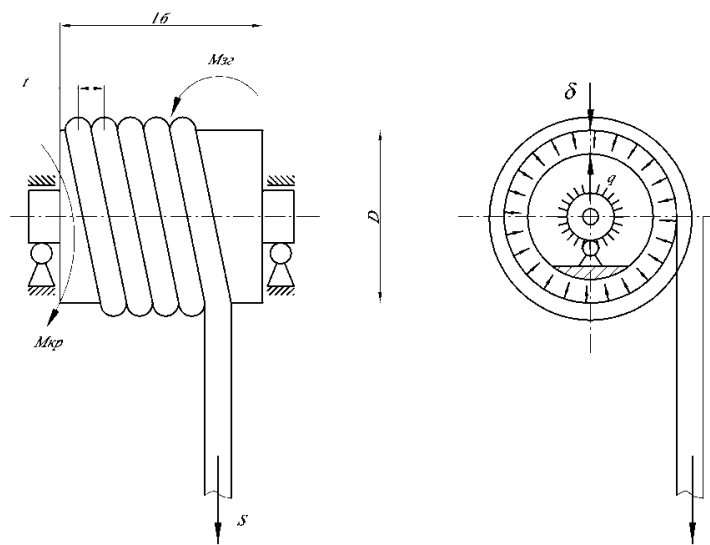


Рис. 2.18. Розрахункова схема барабана лебідки

Напруження згину визначаємо по залежності [16, 62]

$$\sigma_{зг} = \frac{32 \cdot M_{зг}}{\pi \cdot D^3 (1 - \alpha^4)}, \quad (2.39)$$

де $M_{зг}$ - згинний момент, Н·мм.

$\alpha = 1 - \frac{2\delta}{B}$ - коефіцієнт, який визначає кільцеве січення.

$$M_{зг} = \frac{S \cdot l_{\delta}}{4}, \quad (2.40)$$

де l_{δ} - довжина барабана, мм.

Напруження кручення знаходимо наступним чином

$$\tau = \frac{16 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot D^3 (1 - \alpha^4)}, \quad (2.41)$$

де $M_{кр}$ - крутний момент, Н·мм.

У відповідності з енергетичною теорією

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_{СТ} + \sigma_{зс})^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (2.42)$$

де $[\sigma]$ - допустиме напруження для матеріалу барабана, Н/мм².

2.4 Дослідження лінійних коливань канатної системи під час завантаження

Розроблено стенд для дослідження можливостей гвинтових лебідок (рис.2.19.) виконано у вигляді стола-корпуса 1, який встановлений на рейки 2 ґрунтового канату 3 на чотири опорні ролики 4 і з блокуючими опорами 5 з можливістю осьового переміщення, який під'єднаний до привідної станції 5 ґрунтового каналу з можливістю їх переміщення по рейках 2. По середині довжини корпуса-стенда 1 жорстко встановлено електродвигун 5 з привідним барабаном, який під'єднано на мінімальній висоті від рівня ґрунту і під'єднаний, а до гвинтової опори 7, яка загвинчена в ґрунт і під'єднаний частотно Altivar 7.1 на мінімальній висоті від рівня ґрунту. І під'єднаний до частотного перетворювача Altivar, а другим кінцем Altivar під'єднаний до комп'ютера.

Крім цього з лівого краю стола до опори 7 жорстко встановлена трикутна опора 11, зверху якої жорстко закріплена горизонтальна вісь 13 на якій встановлено опорний ролик 14 з можливістю кругового повертання. При цьому висота обертання ролика є рівною висоті осі 15 електродвигуна 6 і паралельна до нього.

Далі по ходу канату 8 жорстко встановлено гак 16, який з'єднує канат з Altivarом 9, який служить для заміру зусилля натягу.

Для дослідження міцності гвинтової опори 7 у вертикальній площині використовують трикутну опору 10 до якої приєднано вертикальний канат 11 з динамометром 12, де канат 13 приєднаний до електродвигуна 6.

В цьому положенні досліджують загвинчення гвинтової опори і міцність привареного шнека 14 до опори 7. Для цього використовують трикутну опору 10, через опорний ролик 14. Причому опорний ролик 14 встановлено на вісь 13, яка є паралельною до осі привідного барабана 3 і встановлений на цій самій висоті.

З правого кінця стола-корпуса 1 встановлено комп'ютер 15 для фіксації на ньому зусилля натягу канатів 8 і 13 при дослідженні величини сили опору гвинтової опори 7, а також справа з торця стола-корпуса 1 на двох рівнях приварені скоби 16 для його з'єднання з привідною стацією каналу 3 (на кресленні не показано). Для стопоріння стенда на рейках 2 використовують блокуючі опори 17 відомих конструкцій.

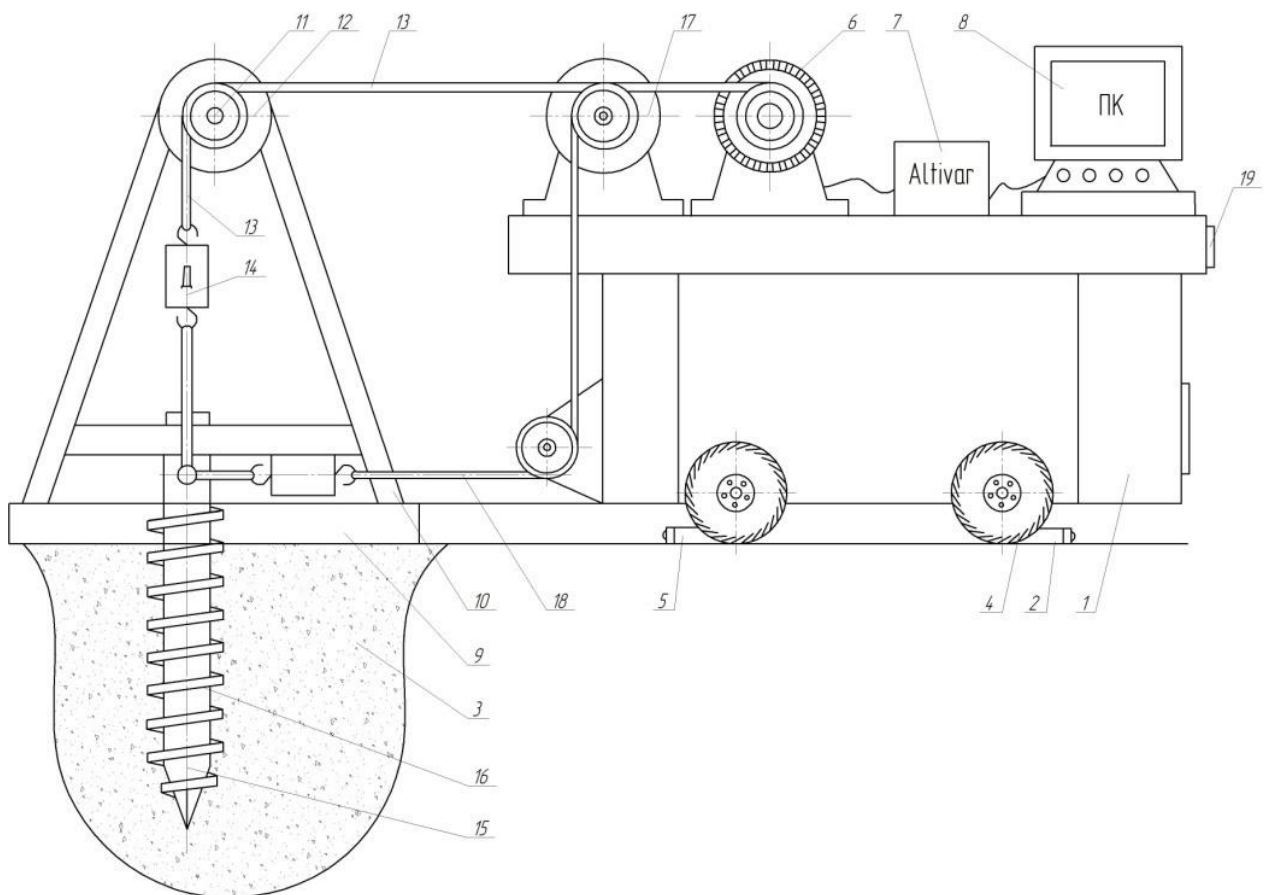


Рис.2.19. Стенд для дослідження гвинтових лебідок [70]

Розглянемо коливання системи під час завантаження лебідки [18]. Тоді розрахункову схему можна представити у виді.

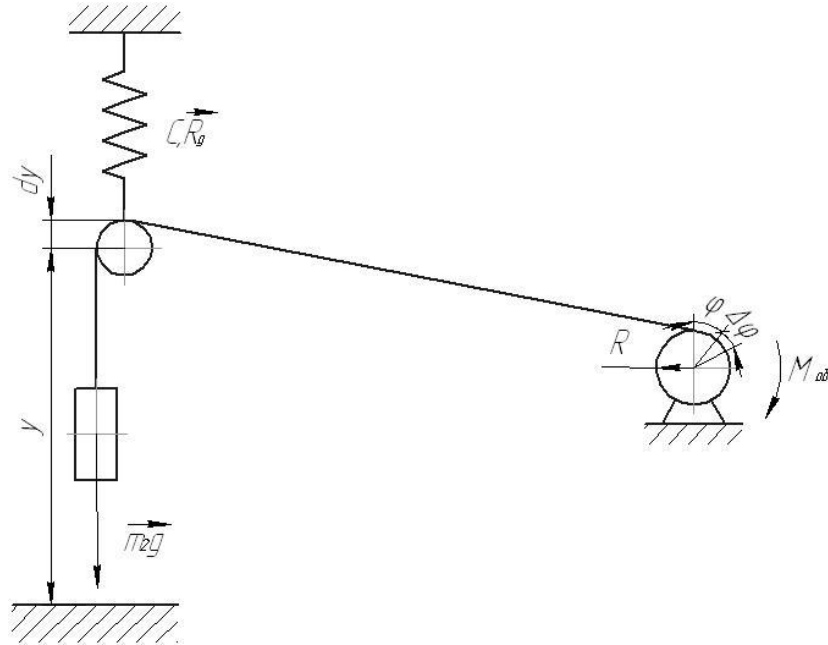


Рис. 2.20. Розрахункова схема завантаження лебідки

Для такої системи рівняння завантаження будуть мати вид [18]

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi} &= Q_1 \\ \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} &= Q_2 \end{aligned} \right\} . \quad (2.43)$$

Для дослідження узагальнені сили Q_1 і Q_2 . необхідно надати системі можливі належні переміщення [3].

$$\begin{aligned} Q_1 &= M_{об} - m_2 \cdot g \cdot R; \\ Q_2 &= m_2 \cdot g - C_{kan} \cdot y \end{aligned} \quad (2.44)$$

де m_1 - маса барабану; m_2 - маса вантажу; R - радіус барабану; $M_{об}$ - обертовий момент на барабані.

Кінетичну енергію системи можна визначити з рівності

$$T = T_1 + T_2, \quad (2.45)$$

$$\text{де } T_1 = \frac{1}{2} I_1 \cdot \dot{\phi}^2; \quad T_2 = \frac{1}{2} m_2 \cdot v_2^2.$$

В даному випадку $I_1 = m_1 \cdot R^2$;

$$V_2 = \vec{V}_c + V_e \text{ і } V_2 = y - R \cdot \dot{\phi} \quad . \quad (2.46)$$

Після підстановки значень T_1 і T_2 в рівняння (2.45) отримаємо

$$T = \frac{1}{2} m_1 \cdot R^2 \cdot \dot{\phi}^2 + \frac{1}{2} m_2 \cdot \left(\dot{y} - R \cdot \dot{\phi} \right)^2. \quad (2.47)$$

Звідси

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} &= m_1 \cdot R^2 \cdot \dot{\phi} - m_2 \cdot R \cdot (y - R \cdot \dot{\phi}) \\ \frac{\partial T}{\partial y} &= m_2 \cdot (\dot{y} - R \cdot \dot{\phi}) \end{aligned} \right\} . \quad (2.48)$$

Підставляючи знайдені величин з цих залежностей в рівняння (2.43) отримаємо

$$\left. \begin{aligned} (m_1 + m_2) \cdot R \cdot \ddot{\phi} - m_2 \cdot \ddot{y} &= \frac{M_{об}}{R} - m_2 \cdot g \\ -m_2 \cdot R \cdot \ddot{\phi} + m_2 \cdot \ddot{y} &= m_2 \cdot g - C_{екв} \cdot y \end{aligned} \right\} . \quad (2.49)$$

Вилучивши з рівнянь (2.49) $R \cdot \ddot{\phi}$, отримаємо диференційне рівняння відносних коливань системи, які здійснюються з частота вільних коливань K

$$\ddot{y} + K^2 \cdot y = \frac{M_{об}}{m_1 \cdot R} + g, \quad (2.50)$$

$$\text{де } K = \sqrt{C_{кан} \cdot \frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2}}.$$

C_{kan} - жорсткість несучого канату Н/м; K – частота вільних коливань системи, 1/с.

Абсолютний рух вантажу виконується за законом $S = y - R \cdot \varphi$. Цей рух, як і обертання барабану супроводжується коливаннями з частотою K .

Загальний розв'язок рівняння (2.50) можна представити у вигляді

$$y = y_1 + y_2 \quad (2.51)$$

$$\ddot{y}_1 + K^2 \cdot y_1 = 0; \quad y_1 = A \cdot \sin(kt + a), \quad (2.50)$$

y_1 -загальний розв'язок однорідного рівняння; A – амплітуда коливань, м; a – початкова фаза, град. y_2 -загальний розв'язок неоднорідного рівняння; $y_2 = B$.

$$\text{Якщо } M_{об} = const, \quad B = \frac{M_{об}}{K^2 \cdot m_1 \cdot R} + \frac{g}{K^2}.$$

Загальний розв'язок прийме вигляд

$$y = A \cdot \sin(kt + a) + \frac{M_{об}}{K^2 \cdot m_1 \cdot R} + \frac{g}{K^2}. \quad (2.53)$$

Якщо обертовий момент змінюється за певним законом, $M_{об} = M \cdot \sin(pt)$, тоді

$$\begin{aligned} y_2 &= B \cdot \sin(pt) + D; \\ \dot{y}_2 &= B_p \cdot \cos pt; \\ \ddot{y}_2 &= -Bp^2 \cdot \sin pt; \\ -Bp^2 \cdot \sin pt + K^2 D &= \frac{M \cdot \sin pt}{m_1 \cdot R} + g \end{aligned} \quad (2.54)$$

$$\text{Звідси: } -Bp^2 + K^2 B = \frac{M}{m_1 \cdot R};$$

$$B = \frac{M}{m_1 \cdot R \cdot (K^2 - p^2)}. \quad (2.55)$$

$$K^2 D = g; \quad D = \frac{g}{K^2}.$$

Загальний розв'язок прийме вид

$$y = A \cdot \sin(kt + \alpha) + \frac{M}{m_1 \cdot R \cdot (K^2 - p^2)} \cdot \sin pt + \frac{g}{K^2}. \quad (2.56)$$

У випадку резонансу

$$\begin{aligned} y_2 &= B \cdot t \cdot \cos pt + D; \\ \dot{y}_2 &= B \cdot \cos(pt) - B \cdot p \cdot t \cdot \sin pt; \\ \ddot{y}_2 &= -B \cdot p \cdot \sin pt - B \cdot p \cdot \sin pt - B \cdot p^2 \cdot t \cdot \cos pt = \\ &= -2B \cdot p \cdot \sin pt - p^2 \cdot B \cdot \cos pt; \\ B &= -\frac{M}{m_1 \cdot R \cdot 2p}; D = \frac{g}{K^2}. \end{aligned} \quad (2.57)$$

Закон вимушених коливань при резонансі прийме вид

$$y_2 = -\frac{M}{m_1 \cdot R \cdot 2p} \cdot t \cdot \cos pt + \frac{g}{K^2}. \quad (2.58)$$

При заданих основних параметрах установки та режимі експлуатації можна обчислити частоти K та P . Наведемо часові залежності частоти і амплітуди коливань несучого і тягово-вантажопідіймального канатів для установки.

Аналіз виконано для випадку: несучий канат ГОСТ 2688, $n=2.0$; $f_{cm/l} = \frac{1}{20}$; тягово-вантажопідіймний канат ГОСТ 2688; $n=3.0$; $D_{\phi}=200$ мм; $V=5$ м/с. На рис. 2.21 та рис.2.22 показано графічні залежності частоти коливань канатів від параметрів установки.

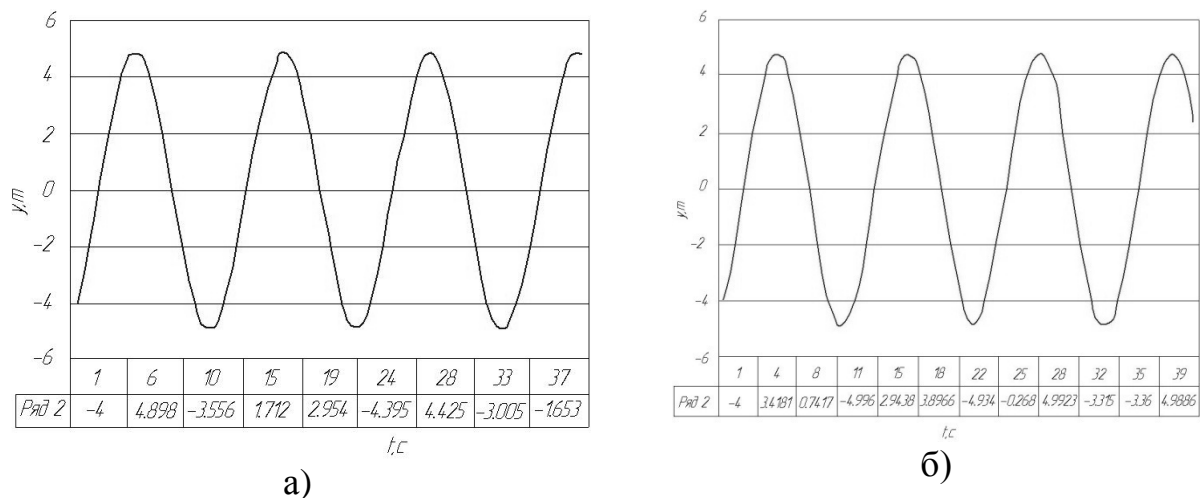


Рис. 2.21. Часові залежності переміщень несучого канату при а) $Q = 16$ кН; $\alpha=20^\circ$; $R=100$ мм. б) $Q = 32$ кН $\alpha=20^\circ$; $R=100$ мм.

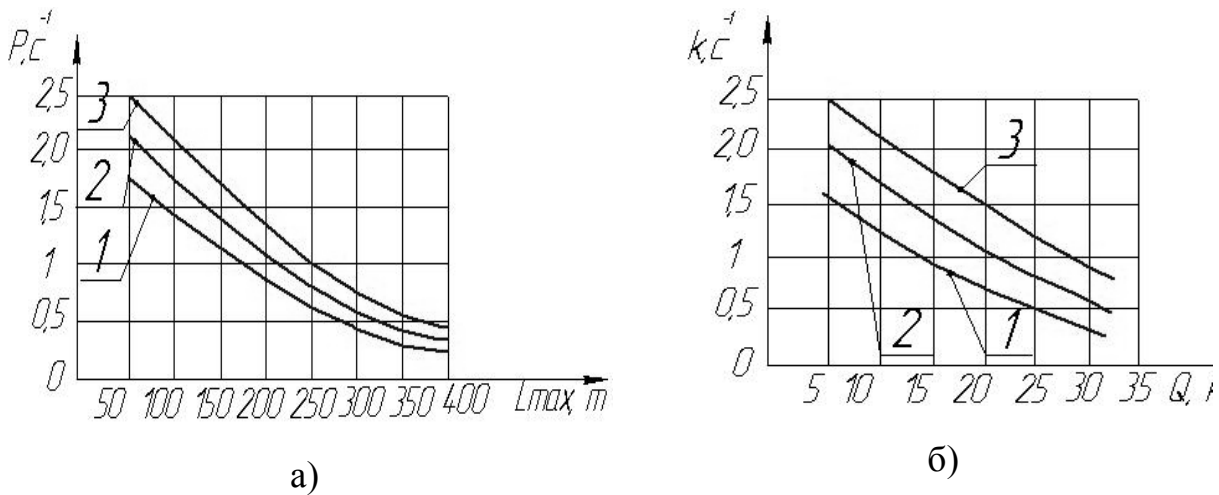


Рис. 2.22. Частота коливань канатів: а) несучого канату: 1 – $Q = 8 \text{ кН}$; 2 – $Q = 16 \text{ кН}$; 3 – $Q = 32 \text{ кН}$; б) тягово-вантажопідіймального канату: 1 – $C_{сист} = 10 \text{ кН/м}$; 2 – $C_{сист} = 20 \text{ кН/м}$; 3 – $C_{сист} = 30 \text{ кН/м}$.

2.5. Дослідження динаміки розвантаження вантажу із ковша канатної установки

На основі експериментальних досліджень встановлено, що в процесі транспортування сапропелів виникають значні динамічні коливання, при цьому амплітуда коливань зменшується із зменшенням маси сапропелів під час вивантаження. Коливання виникає як у вертикальній площині, так і в горизонтальній, а також супроводжується крутильними коливаннями. Оскільки коливання ковша має вплив на швидкість його розвантаження, а також на продуктивність канатної установки, виникає необхідність у дослідженні динамічних навантажень на елементи канатної установки та характер переміщення її складових.

Ці переміщення можна знайти за допомогою вирішення диференціальних рівнянь руху [52]. Для спрощення розрахунків виконуємо деяку ідеалізацію системи, викидаючи другорядні фактори.

Розрахункову схему розвантаження ковша можна представити так, як це показано на рис. 2.23. Ця модель представлена у вигляді зосереджених мас, що

з'єднані пружними зв'язками. Пружні зв'язки допустимо невагомими, що характеризуються постійним коефіцієнтом жорсткості.

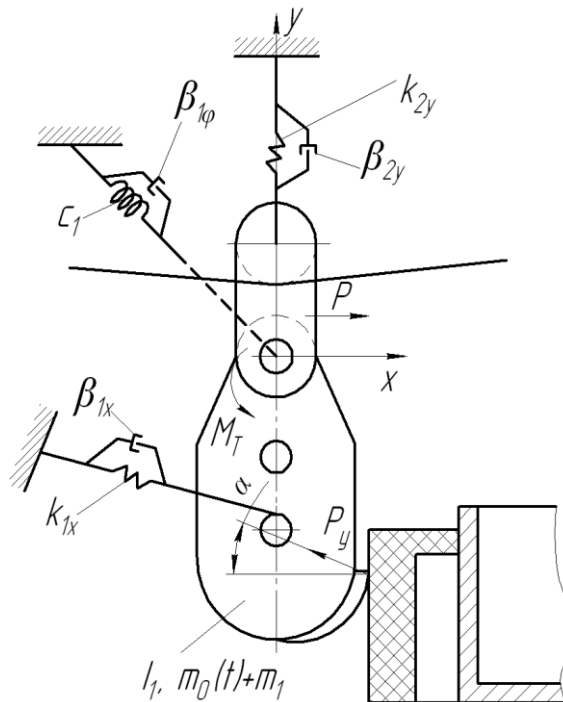


Рис. 2.23. Розрахункова схема розвантаження ковша канатної установки

Місцевими напруженнями і деформаціями в місцях з'єднання окремих елементів будемо нехтувати. До зосереджених мас віднесено $m_0(t)$ – маса сапропелю, m_1 – маса ковша, I_1 – момент інерції ковша із сапропелем. Крім цього, на рисунку показані коефіцієнти жорсткості: k_{1x} – приведений коефіцієнт жорсткості вивантажувального каната, k_{2y} – приведений коефіцієнт жорсткості несучого каната, C_1 – приведена жорсткість на кручення ковша. Крім цього позначені коефіцієнти демпфування: $\beta_{1\phi}$ – коефіцієнт демпфування крутильних коливань ковша; β_{1x} – коефіцієнт демпфування лінійних коливань вивантажувального каната в напрямку осі x ; β_{2y} – коефіцієнт демпфування лінійних коливань несучого каната в напрямку осі y . До пластинчастого конвеєра прикладена сила подачі ковша P , та сила удару P_y , що виникає під час розвантаження сапропелю. Крім цього до ковша прикладений момент тертя M_T , який протидіє обертанню ковша.

Під час вивантаження сапропелю зменшується його маса в ковші, що визначається за залежністю

$$m_0(t) = m_p - \frac{t}{t_v} \cdot V_k \cdot \rho, \quad (2.59)$$

де m_p – маса завантаженого сапропелю;

t – час;

t_v – час вивантаження сапропелю із ковша;

V_k – об'єм завантаженого сапропелю;

ρ – густина сапропелю.

Аналогічно змінюється і момент інерції ковша із сапропелем I_1 .

Для коректного введення зміни величини маси сапропелю у динамічну модель, уникнувши від'ємні значення, використовуємо допоміжну алгебрологічну функцію

$$m'_0(t) = \frac{m_0(t) + P_c - |m_0(t) - P_c| + |m_0(t) + P_c - |m_0(t) - P_c||}{4}, \quad (2.61)$$

де P_c – допоміжна константа.

Приклад використання функції (2.60) представлено на рис. 2.24 у вигляді графіка.

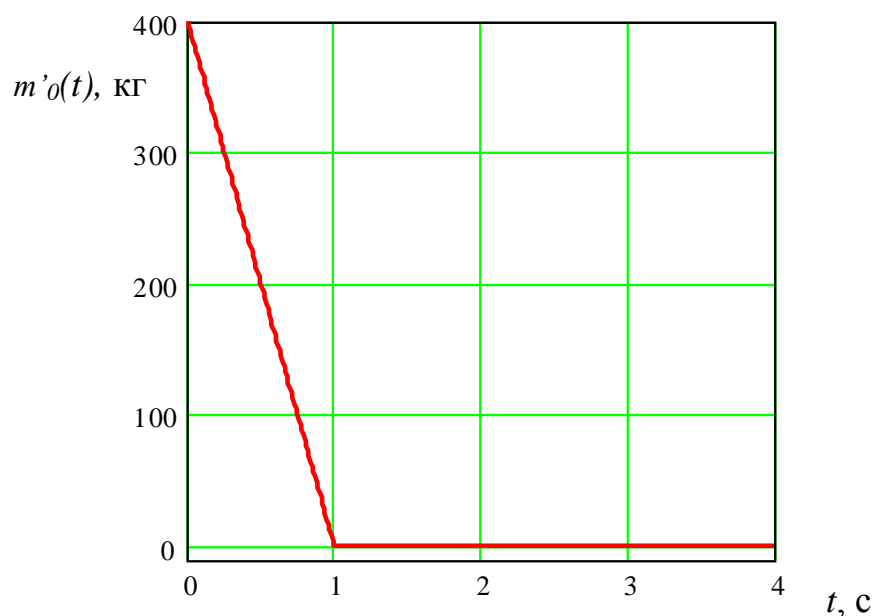


Рис. 2.24. Графік зміни маси сапропелю в ковші у часі

Наша система має 3 степені вільності. Виберемо в якості узагальнених координат φ – кут повороту ковша (вважаємо додатнім в напрямку проти годинникової стрілки); x_1 – переміщення центра маси ковша в напрямку осі x ; y_1 – переміщення центра маси ковша в напрямку осі y . Додатні напрямки переміщення показані на рисунку 2.23.

Отримаємо диференціальні рівняння коливання без врахування опору середовища за допомогою рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + Q_j \quad (j=1,3). \quad (2.62)$$

Тоді кінетична енергія системи

$$T = \frac{1}{2} I_1 \dot{\varphi}^2 + \frac{m_1 + m_0(t)}{2} (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2). \quad (2.63)$$

Потенціальна енергія системи

$$\Pi = \frac{1}{2} C_1 \varphi^2 + \frac{1}{2} k_{1x} (x_1 - R\varphi)^2 + \frac{1}{2} k_{2y} y_1^2, \quad (2.64)$$

де R – відстань від центра маси ковша до вісі його обертання.

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = I_1 \dot{\varphi}; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = I_1 \ddot{\varphi}; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0; \quad - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = -C_1 \varphi + k_{1x} R (x_1 - R\varphi). \quad (2.65)$$

Отже, перше рівняння прийме вигляд

$$I_1 \ddot{\varphi} + [C_1 + R^2 k_{1x}] \varphi - k_{1x} R x_1 = P_y R_1 \cos \alpha - M_T, \quad (2.66)$$

де R_1 – відстань від точки взаємодії ковша із опорою до вісі обертання ковша;

α – кут взаємодії ковша та опори.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} &= (m_1 + m_0(t)) \ddot{x}_1; \quad -\frac{\partial \Pi}{\partial x_1} = -k_{1x}(x_1 - R\varphi); \quad Q_{x_1} = P_{x_1}. \quad (2.67) \\ (m_1 + m_0(t)) \ddot{x}_1 + k_{1x}(x_1 - R\varphi) &= P_y \cos \alpha - P. \end{aligned}$$

Аналогічно отримуємо третя рівняння. Остаточно повна система рівнянь задачі має вигляд

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi} + [C_1 + R^2 k_{x1}] \dot{\varphi} - k_{1x} R x_1 &= P_y R_1 \cos \alpha - M_T, \\ (m_1 + m_0(t)) \ddot{x}_1 + k_{1x}(x_1 - R\varphi) &= P_y \cos \alpha - P, \quad (2.68) \\ (m_1 + m_0(t)) \ddot{y}_1 + k_{2y} y_1 &= P_y \sin \alpha - (m_1 + m_0(t)) g, \end{aligned}$$

де g – прискорення вільного падіння.

Якщо враховувати розсіювання енергії, то рівняння запишуться так

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi} + [\beta_{1\varphi} + R^2 \beta_{1x}] \dot{\varphi} - \beta_{1x} R \dot{x}_1 + [C_1 + R^2 k_{x1}] \dot{\varphi} - k_{1x} R x_1 &= P_y R_1 \cos \alpha - M_T, \\ (m_1 + m_0(t)) \ddot{x}_1 + \beta_{1x} \dot{x}_1 - \beta_{1x} R \dot{\varphi} + k_{1x}(x_1 - R\varphi) &= P_y \cos \alpha - P, \quad (2.69) \\ (m_1 + m_0(t)) \ddot{y}_1 + \beta_{2y} \dot{y}_1 + k_{2y} y_1 &= P_y \sin \alpha - (m_1 + m_0(t)) g. \end{aligned}$$

Досліджуючи ударну взаємодію ковша із опорою, враховуємо лише дію миттєвої сили удару P_y , яка є великою, але такою, що створює імпульс із скінченною величиною

$$\vec{S}_1 = \int_{t_0}^{t_0+t_{K2}} \vec{P}_y dt, \quad (2.70)$$

де t_0 - початковий момент часу, с;

t_{K2} - тривалість удару, с.

Під час зіткнення твердих тіл t_{K2} має порядок 10^{-4} с. Як відомо із теоретичної механіки

$$\vec{S}_1 = m_1 \cdot \vec{V}_K - m_1 \cdot \vec{V}_H, \quad (2.71)$$

де V_K - кінцева відносна швидкість руху ковша, м/с;

V_H - початкова відносна швидкість руху ковша, м/с.

Для нашого випадку $t_0 = 0$, $V_H = 0$, кінцева відносна швидкість руху ковша V_K рівна швидкості переміщення. Оскільки удар не є абсолютно пружним, вводимо коефіцієнт відновлення K_B , що враховує фізико-механічні властивості матеріалів і лежить на проміжку $0 < K_B < 1$. Прийmemo силу удару P_1 постійною на проміжку від t_0 до t_{K2} . Тому, прирівнюючи рівняння (2.70) і (2.71), враховуючи коефіцієнт відновлення, після відповідних перетворень одержимо

$$P_1 = K_B \cdot \frac{m_1 \cdot V_K}{t_{K2}}. \quad (2.72)$$

Для того щоб ввести силу удару P_y у динамічну модель, враховуючи її короткочасну дію, вводимо допоміжний безрозмірний коефіцієнт

$$F_9 = b \cdot \left(1 - \frac{t}{t_{K2}} \right), \quad (2.73)$$

де b – коефіцієнт на порядок вищий за величину сили удару.

Тоді силу удару представимо алгебраїчною функцією

$$P_y = \frac{F_9 + P_1 - |F_9 - P_1| + |F_9 + P_1 - |F_9 - P_1||}{4}. \quad (2.73)$$

Зміну сили удару у часі t представимо на рис.2.25.

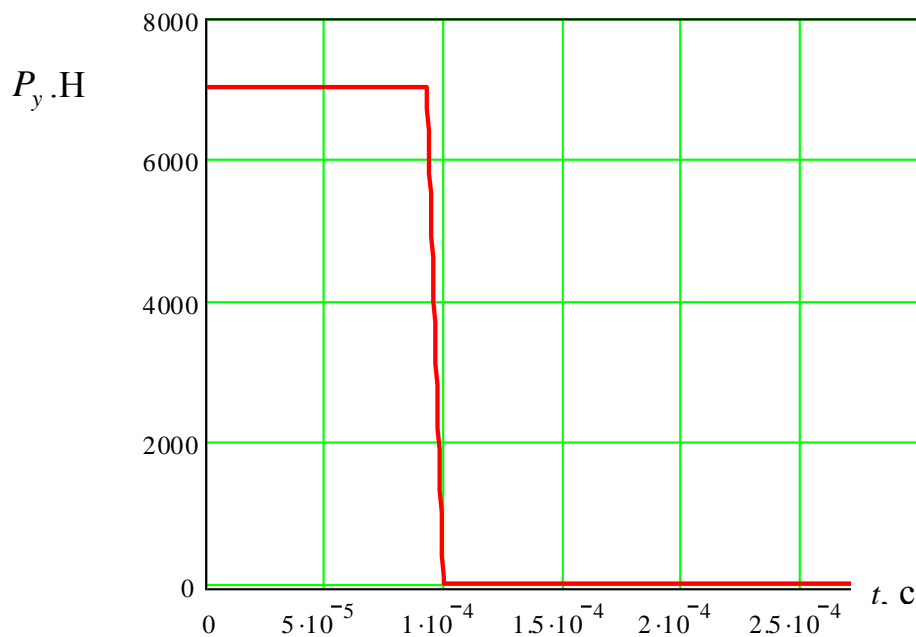


Рис. 2.25. Графік зміни сили удару ковша в опору P_y у часі t

Початкові умови для системи рівнянь записуємо з наступних міркувань. При переміщенні сапропелю до моменту зіткнення ковша із опорою, від якого і ведемо відлік часу, не відбувається деформації пружних елементів системи. Тому, початкові відносні координати і швидкості приймаємо рівними нулю. Подальша деформація відбувається за рахунок дії зовнішніх сил. Отже, для $t = 0$ маємо

$$\begin{aligned} \varphi(0) &= 0, \quad x_1(0) = 0, \quad y_1(0) = 0, \\ \dot{\varphi}(0) &= 0, \quad \dot{x}_1(0) = 0, \quad \dot{y}_1(0) = 0. \end{aligned} \quad (2.74)$$

Розв'язок системи диференціальних рівнянь (2.69) з початковими умовами (2.74) доцільно провести на комп'ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта.

За результатами досліджень представлено графічні залежності зміни кута деформації ковша в часі (рис. 2.26), лінійної горизонтальної деформації ковша в

часі (рис. 2.27) та лінійної вертикальної деформації ковша в часі (рис.2.28) під час розвантаження сапропелю.

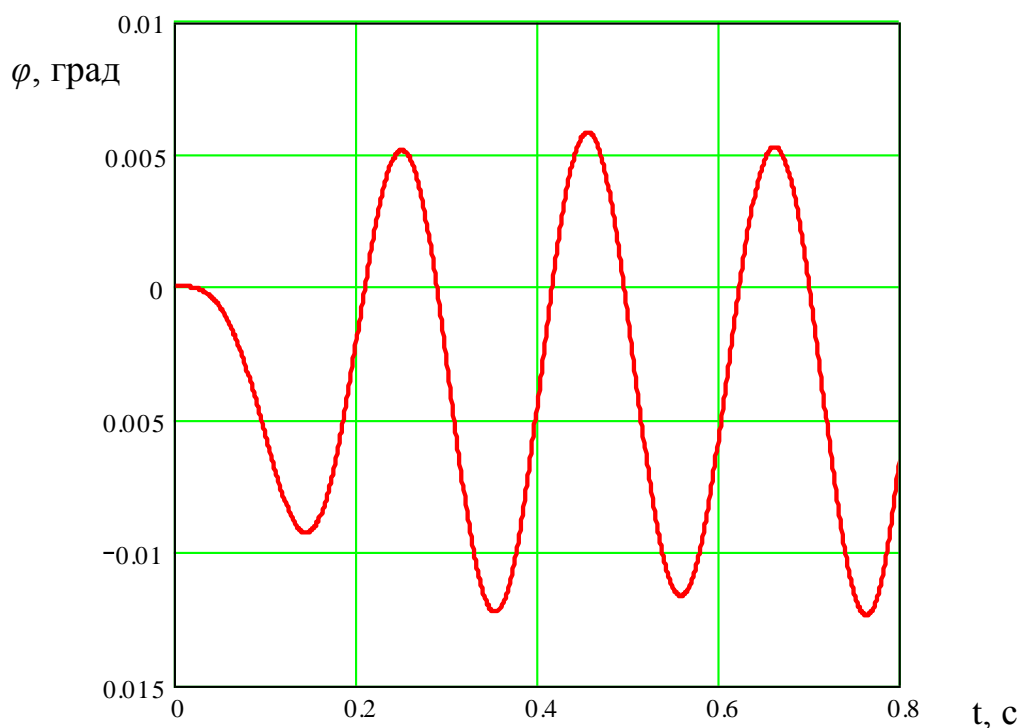


Рис. 2.26. Графік зміни кутового переміщення ковша в часі

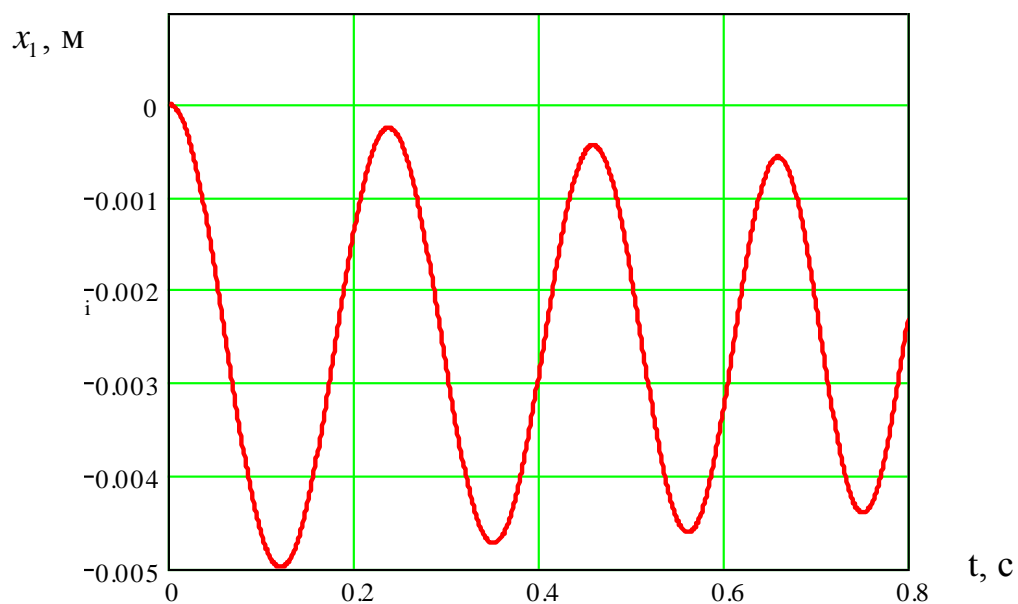


Рис. 2.27. Графік зміни лінійного горизонтального переміщення ковша в часі

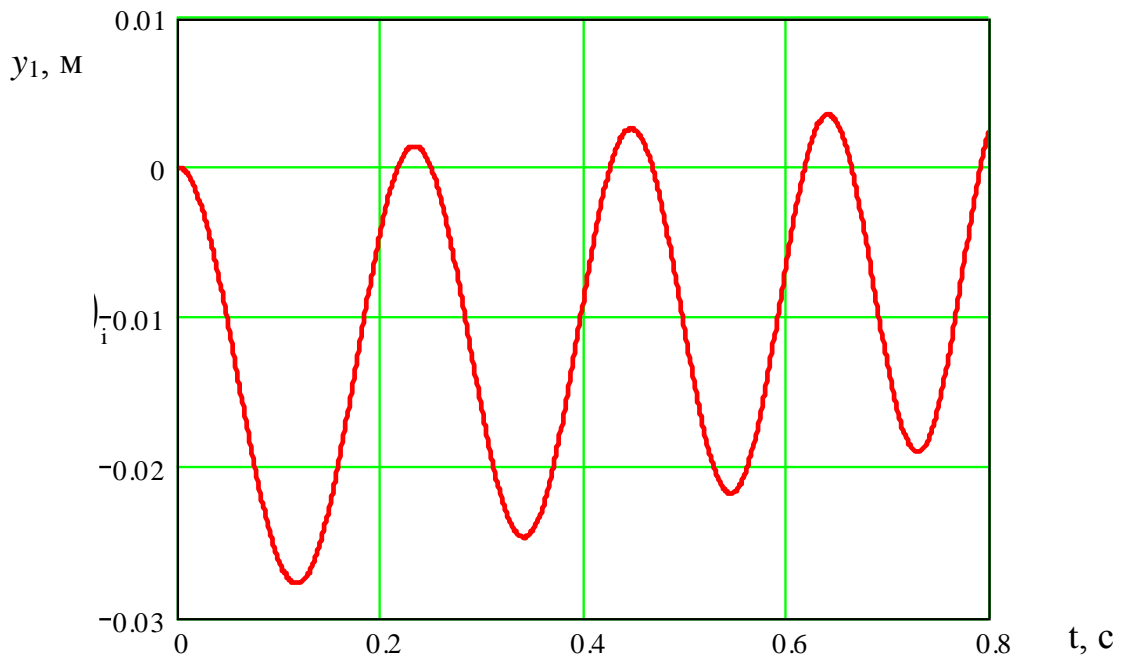


Рис. 2.28. Графік зміни лінійного вертикального переміщення ковша в часі

Для перевірки адекватності запропонованої системи диференціальних рівнянь усі її складові визначались експериментально. Із представлених графічних залежностей видно, що зміна лінійної вертикальної деформації ковша в часі перевищує зміну лінійної горизонтальної деформації ковша в часі і досягає 0,028 м за рахунок меншого приведенного коефіцієнта жорсткості несучого каната порівняно із приведеним коефіцієнтом жорсткості вивантажувального каната.

2.6. Висновки

2.1. Теоретично обґрунтовано роботу канатних підвісних механізмів при транспортуванні вантажів по похилих поверхнях. Виведені аналітичні залежності для визначення величини прогину канату, на який діє зусилля маси через ролики вагонетки і величини тягового зусилля. Встановлені і побудовані графічні залежності зміни величини тягового зусилля від кута нахилу канату, маси вантажу і зміни величини тягового зусилля від погонної маси канату.

2.2. Вперше досліджено динаміку розвантаження сапропелю із ковша канатної установки, виведено диференціальне рівняння коливання канату без врахування опору середовища за допомогою рівняння Лагранжа другого роду. Виведені аналітичні залежності для кінетичної і потенціальних енергій системи, досліджено ударну взаємодію ковша з опорою з врахуванням миттєвої сили удару і деформації дії зовнішніх сил. Розв'язок системи диференціальних рівнянь з початковими умовами проведено на комп'ютері із застосуванням програми чисельного методу Рунге-Кутта.

2.3. За результатами дослідження динаміки розвантаження сапропелю із ковша канатної установки представлені графічні залежності зміни кута деформації ковша в часі лінійної горизонтальної та вертикальної деформацій ковша в часі. Встановлено, що зміна лінійної вертикальної деформації ковша в часі перевищує зміну лінійної горизонтальної деформації ковша в часі і досягає 0,028м за рахунок меншого приведенного коефіцієнта жорсткості несучого канату порівняно із приведеним коефіцієнтом жорсткості вивантажувального канату.

2.4. Досліджено лінійні коливання канатної установки під час завантаження лебідки. Виведено диференційне рівняння відносних коливань системи, які здійснювали з частотами вільних коливань і проведено їх розв'язок для нормального руху і резонансу. Побудовані графічні залежності частоти коливань несучого і тягового вантажопіднімального канату для різних навантажень.

2.5. Обґрунтовані параметри лебідки переносної підвищеної навантажувальної здатності. При цьому виведені аналітичні залежності для визначення осьового моменту інерції, зусилля згину профільної гвинтової опори і максимально-розрахункове напруження згину. Представлені графічні порівняльні відображення напруження, які в циліндричній і профільних трубах під дією згинного моменту. Представлені графічні залежності зміни зусилля згину від конструктивно-силових параметрів гвинтової профільної переносної опори піднімально-транспортної лебідки.

2.6. Досліджено динаміку тягових і вантажопіднімальних канатів машин при піднятті вантажів і натягу канатів. Виведені диференційні рівняння руху вантажів, розв'язавши яке отримали залежність для визначення рівноваги системи під дією зусилля і сил інерції, які виникають при рівноприскореному русі.

РОЗДІЛ III

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень

Згідно мети дисертаційної роботи та поставлених задач, а також проведених теоретичних досліджень програма й методика експериментальних досліджень включала наступні питання:

1. На основі проведеного аналізу роботи відомих конструкцій лебідок теоретично обґрунтувати параметри процесу їх роботи з гвинтовими опорами та на цій основі розробити конструктивно-технологічну схему переносних піднімально-транспортної лебідки (ППТЛ) з гвинтовими опорами для кріплення в ґрунті в польових умовах та інших відкритих просторах, де відсутні елементи опор з визначенням їх технічних і експлуатаційних характеристик.

2. Спроектувати та виготовити ППТЛ і їх гвинтові опори і провести комплекс експериментальних досліджень з визначенням їх здатності до втрати стійкості і виривання з ґрунту з визначенням технічних їх характеристик залежно від конструктивних параметрів і реологічних властивостей ґрунту.

3. Провести лабораторні дослідження з визначення зусилля загвинчування та виривання опор з ґрунту та встановити раціональні конструктивні та кінематичні параметри планетарного механізму лебідки. Обґрунтувати раціональні конструктивні параметри гвинтових опор і на їх основі кінематичні параметри роботи лебідок з відпрацюванням їх на технологічність конструкції.

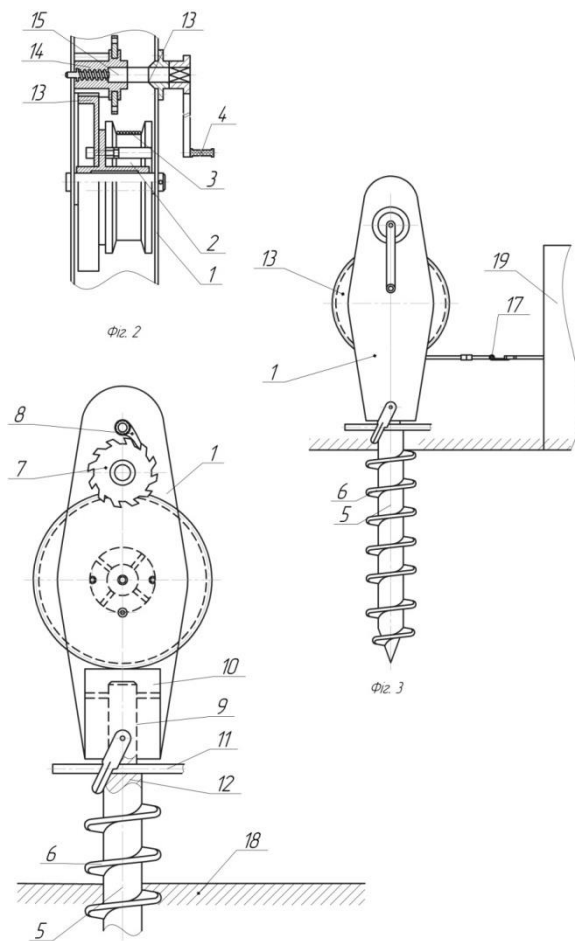
4. Провести порівняльну оцінку ефективності використання лебідок оснащених гвинтовими опорами порівняно з базовим варіантом і провести техніко-економічне обґрунтування розробленої конструкції.

5. Розробити методику та провести комплекс експериментальних досліджень з виведенням рівнянь регресії навантажувальних сил на опори залежно від конструктивних параметрів гвинтової опори лебідки та реологічних властивостей ґрунту.

Експериментальні дослідження провести з використанням розроблених опор гвинтових лебідок в лабораторних і польових умовах на дослідному стенді з можливістю регулювання конструктивно-кінематичних параметрів з метою підтвердження теоретичних і отримання необхідних експериментальних залежностей для обґрунтування параметрів лебідок з гвинтовими опорами в процесі їх роботи, раціональних режимів роботи згідно технічних вимог.

3.2. Конструкції гвинтових опор та роликового механізму

Лебідка піднімально-транспортна з гвинтовою опорою (рис. 3.1), яка виконана у вигляді жорсткого коробчастого корпусу 1, привідного барабана 2 з закріпленням до нього канатом 3, привідного барабана з рукояткою 4, гвинтової опори 5 з гвинтовими елементами 6, які значно підвищують навантажувальну здатність опори. Лебідка також оснащена храповим механізмом у вигляді храпового колеса 7 і храпової собачки 8, які жорстко закріплені на коробчастому корпусі 1. Гвинтова опора 5 виконана у вигляді трикутного профілю з забезпеченням необхідної міцності і жорсткої опори. Вона жорстко кріпиться верхньою циліндричною поверхнею до циліндричного фланця 9 і його внутрішнього отвору відомим способом, а також до лівої і правої пластин коробчастого корпусу 1. Загвинчування гвинтової опори 5 у ґрунт здійснюють за допомогою циліндричного стержня 11, який встановлюють у радіальний отвір 10 гвинтової опори.



а)



б)

Рис. 3.1. Лебідка піднімально-транспортна з гвинтовою опорою [54] (а)
загальний вигляд гвинтової опори (б)

В коробчастому корпусі 1 жорстко встановлено паралельно два приводних вали, один з них приводний вал 2 приводу канату 3 жорстко до нього закріплено привідною шестернею, яка є у взаємодії з приводною шестернею 12, яка жорстко встановлена на приводному валу рукоятки 4.

На цьому ж валу жорстко встановлено храповий механізм у вигляді храпового колеса 7 і собачкою 8, які жорстко встановлені на своїх осях. Ті в свою чергу жорстко закріплені в коробчастому корпусі 1 з можливістю прокручування. Приводна шестерня 14, яка жорстко з'єднана з приводним барабаном 2, є у взаємодії з подібною шестернею 15, яка жорстко встановлена на приводному валу 13 приводу рукоятки 4.

При використанні лебідки для піднімання вантажів вона підвішується за перемичку до підвіски (відомим способом). Для з'єднання вантажу 16 з тросом 3 служить гак 17.

Робота піднімально-транспортної лебідки здійснюється наступним чином. Гвинтова опора 5 загвинчується в ґрунт 18 (фіг.2) за допомогою металічного стержня 11. Після цього канат 3 розмотують з привідного барабана 2 і гаком 17 захоплюють вантаж 16. Завершивши комплекс підготовчих робіт за допомогою рукоятки 4 вантаж 16 за допомогою канату намотують на привідний барабан 2, а собачки 8 фіксує положення вантажу за допомогою храпового колеса 7. Лебідки можна використовувати для натягування ліній радіопередач, електропередач на хмільниках, виноградниках, транспортування і піднімання вантажів, в лісовій промисловості, оснащувати лебідками автомобільну та автотракторну техніку. В разі потреби ручний привід від рукоятки 14 заміняють механізованим.

До переваг запропонованої конструкції відноситься те, що вона забезпечує розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

Механізм переміщення вантажів (рис. 3.2) виконано у вигляді пустотілого корпуса у вигляді П – подібної форми в середині якого зверху вертикально встановлено два ролики 5, які виконані у вигляді циліндричних деталей і вони встановлені на осях 7 з підшипниками і по зовнішньому діаметру мають півкруглі канавки з можливістю відносного переміщення, які знизу є у взаємодії з канатом 3, а третій нижній ролик 8 встановлений знизу під канатом між ними, а зверху має канавку, яка є у взаємодії знизу з канатом, а до правої площини цього ролика жорстко закріплено храпове колесо 9, яке є у взаємодії зі стопорною собачкою 10, яка жорстко встановлена на осі, а та у свою чергу жорстко закріплена по середині правої нижньої стійки П – подібного корпуса з можливістю коливного руху, і до троса регулювання режиму руху вантажу і його зупинки крім цього механізм

оснащений обмежувачем швидкості переміщення вантажів 13, який виконано у вигляді троса 14, який є у взаємодії з намотувальним барабаном 15, який жорстко закріплений на шпинделі асинхронного двигуна 16 регулювання швидкості руху канату з вантажем, режиму гальмування при переміщенні на певну довжину, а другий кінець жорстко закріплений до пустотілого корпуса, причому двигун жорстко закріплений до передньої опори.

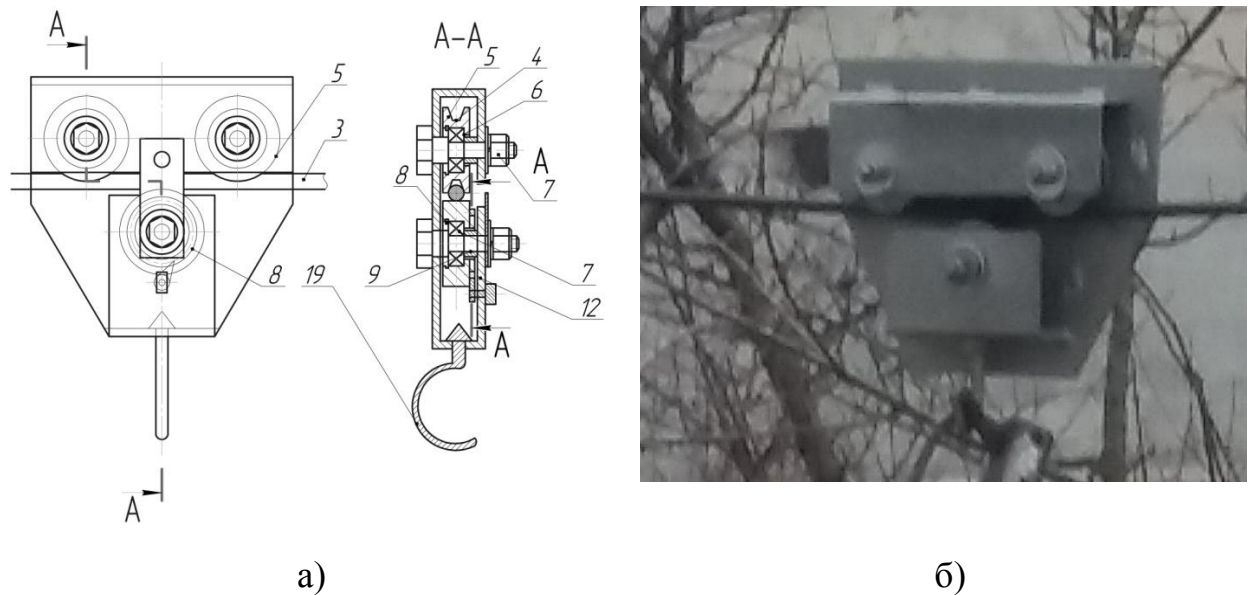


Рис. 3.2. Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б) роликового блоку для переміщення вантажу по канаті

3.3 Стендове обладнання для проведення експериментальних досліджень

Для дослідження швидкісних характеристик транспортування спроектовано канатний механізм переміщення вантажів (рис.3.3) який виконано у вигляді двох опор – передньої 1 і задньої 2, які з'єднані між собою на певній висоті канатом 3. Перша із них має більшу висоту, а друга меншу. З лівого кінця на тросі жорстко встановлено транспортний пристрій 17 П-подібної форми для зменшення коливань при русі, і який виконано у вигляді двох опорних роликів 5, які по зовнішньому діаметрі мають півкруглі канавки 6, які знизу є у взаємодії з канатом 3 з можливістю осьового

переміщення і які встановлені вертикально. Внутрішніми отворами опорні ролики 5 є у взаємодії з циліндричними пальцями 7 з можливістю кругового провертання через підшипник кочення.

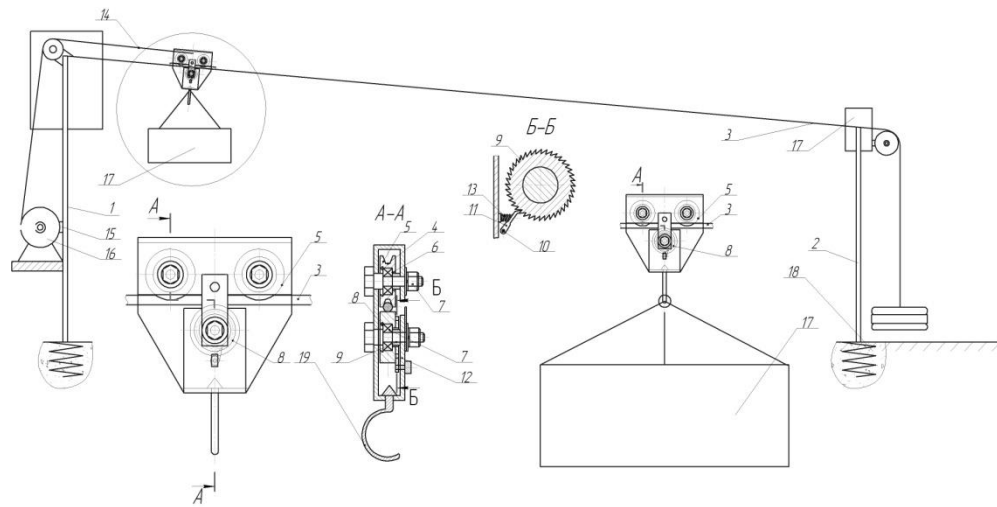


Рис. 3.3. Конструктивна схема механізму переміщення вантажів

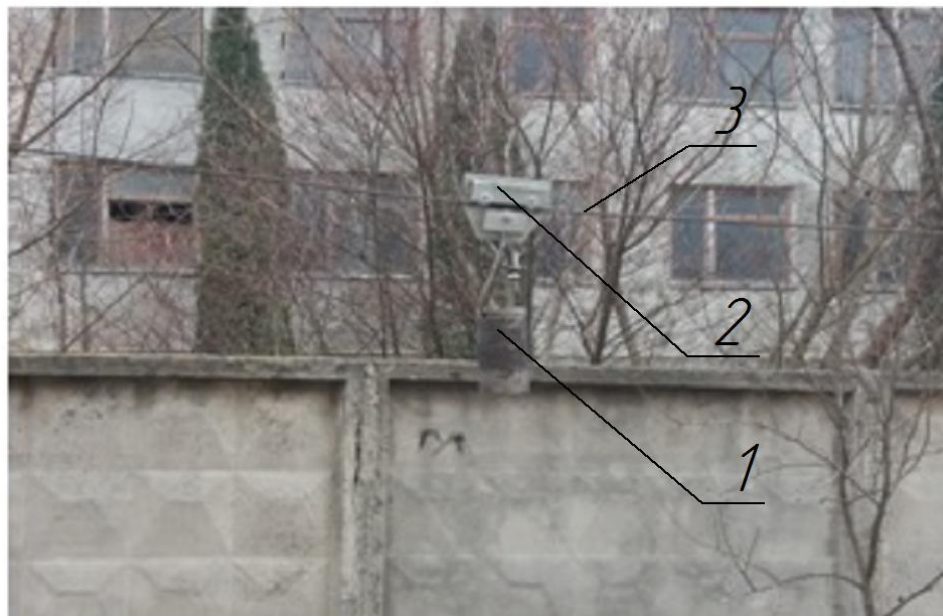


Рис. 3.4. Загальний вигляд механізму переміщення вантажів [70]

Третій нижній ролик 8 встановлено під канатом зоні між верхніми опорними роликами 5, а до правої площини цього ролика жорстко закріплено храпове колесо 9, яке є у взаємодії зі стопорною собачкою 10, яка жорстко встановлена на осі 11, а та в свою чергу жорстко закріплена по середині правої нижньої стійки 12 П – подібної форми з можливістю коливного руху і жорстко притиснута за допомогою пружини 13 до храпового колеса 9.

Крім цього механізм оснащений обмежувачем швидкості переміщення вантажів 13, який виконано у вигляді троса 14, який є у взаємодії з намотувальним барабаном 15, який жорстко закріплений на шпінделі асинхронного електродвигуна 16 регулювання швидкості руху канату 3 з вантажем 13, режиму гальмування при переміщенні вантажу на певну довжину і до храпового колеса 9 і стопорної собачки 10. Причому двигун 16 жорстко закріплений до передньої опори 1.

Для керування роботою механізму служить пульт управління 17. Одним кінцем канат 3 жорстко закріплений до фундаменту 18 відомим способом, а другий кінець до опори 1 верхнього кінця.

Для дослідження силових параметрів гвинтових лебідок спроектовано відповідний стенд (рис. 3.5), який виконано у вигляді стола-корпуса 1, який встановлений на рейки 2 ґрунтового канату 3 на чотири опорні ролики 4 і з блокуючими опорами 5 з можливістю осьового переміщення, який під'єднаний до привідної станції ґрунтового каналу з можливістю їх переміщення по рейках 2. По середині довжини корпуса-стенда 1 жорстко встановлено електродвигун 5 з привідним барабаном, який під'єднано на мінімальній висоті від рівня ґрунту і під'єднаний, а до гвинтової опори 7, яка загвинчена в ґрунт і під'єднаний частотно Altivar 9 на мінімальній висоті від рівня ґрунту. І під'єднаний до частотного перетворювача Altivar, а другим кінцем Altivar під'єднаний до комп'ютера.

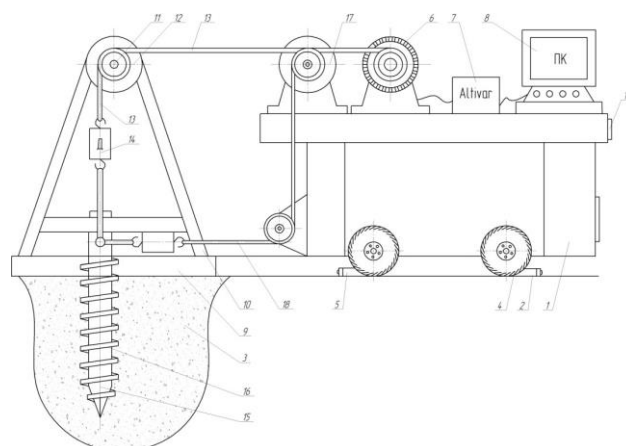


Рис. 3.5. Стенд для дослідження силових параметрів гвинтових лебідок



Рис. 3.6. Загальний вигляд стенда для дослідження силових параметрів гвинтових лебідок [54]

Крім цього з лівого краю стола до опори 7 жорстко встановлена трикутна опора 11, зверху якої жорстко закріплена горизонтальна вісь 13 на якій встановлено опорний ролик 14 з можливістю кругового провертання. При цьому висота обертання ролика є рівною висоті осі 15 електродвигуна 6 і паралельна до нього.

Далі по ходу канату 8 жорстко встановлено гак 16, який з'єднує канат з Altivarom 9, який служить для заміру зусилля натягу.

Для дослідження міцності гвинтової опори 7 у вертикальній площині використовують трикутну опору 10 до якої приєднано вертикальний канат 11 з динамометром 12, де канат 13 приєднаний до електродвигуна 6.

В цьому положенні досліджують загвинчування гвинтової опори і міцність привареного шнека 14 до опори 7. Для цього використовують трикутну опору 10, через опорний ролик 14. Причому опорний ролик 14 встановлено на вісь 13, яка є паралельною до осі привідного барабана 3 і встановлений на цій самій висоті.

З правого кінця стола-корпуса 1 встановлено комп'ютер 15 для фіксації на ньому зусилля натягу канатів 8 і 13 при дослідженні величини сили опору гвинтової опори 7, а також справа з торця стола-корпуса 1 на двох рівнях приварені скоби 16 для його з'єднання з привідною стацією каналу 3 (на кресленні не показано). Для стопоріння стенда на рейках 2 використовують блокуючі опори 17 відомих конструкцій.

Для пуску двигуна і регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 та програмне забезпечення Power Suite v.2.5.0.

Після завершення процесу транспортування матеріалу у вікні програми Power Suite на дисплеї комп'ютера отримували дані про зміну крутного моменту, потужності двигуна в часі.

Результати отримували у форматі графічних залежностей у вікні програми дисплея комп'ютера рис.3.8.

Для аналізу отриманих результатів було побудовано графічні залежності крутного моменту T та потужності двигуна N від частоти обертання робочого органу n , при різних величинах висоти піднімання сипкого матеріалу h та радіусу кривини технологічної магістралі R_k . Для побудови графічних залежностей використовувались пікові (максимальні) значення отриманих в результаті досліджень даних.

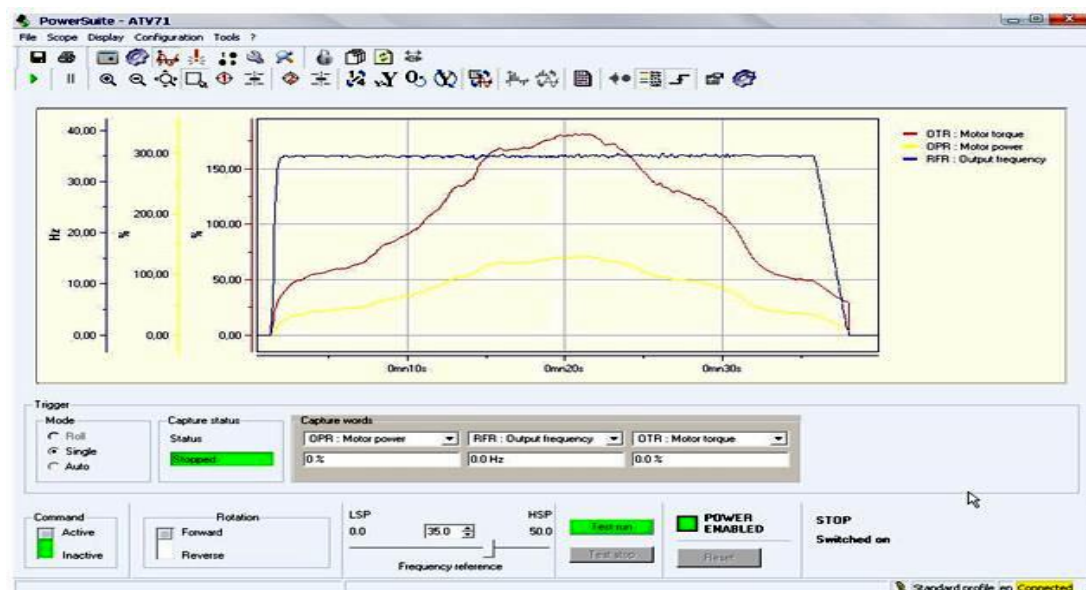


Рис. 3.7. Вікно програми з отриманими результатами

Величина крутного моменту і потужності двигуна фіксувались у відсотках від номінальних. Потужність двигуна визначалась із добутку номінальної потужності двигуна (2,2 кВт) на максимальне відсоткове значення для вибраного режиму. Аналогічно для крутного моменту. Для визначення номінального крутного моменту використовувалась відома формула

$$M_n = \frac{9554 \cdot P_n}{n} (\text{Нм}),$$

де P_n – номінальна потужність двигуна (кВт);

n – частота обертання (об/хв).

Для нашого випадку: $M_n=14,39\text{Нм}$.

Перевищення номінальної потужності та крутного моменту пояснюється тим, що перетворювач частоти може короткочасно перевищувати свій номінальний струм до 170%. Якщо перетворювач вибрано із запасом, то 170% перетворювача можуть становити 210% перевантаження двигуна.

Потрібно також відмітити, що крутний момент перетворювачем розраховується за математичною моделлю і похибка може сягати 20% (або 5% в режимі зі зворотнім зв'язком з енкодера).

Вертикальні зусилля заміряли динамометром ДПУ-05 (рис. 3.8). Корпус динамометра встановлювати на профільну гвинтову опору.



Рис. 3.8. Динамометр для визначення вертикальних зусиль

3.4 Методика проведення експериментальних досліджень навантажувальної здатності гвинтових опор піднімально-транспортних лебідок

Для визначення впливу конструктивно-кінематичних параметрів (незалежних факторів x_i) ПТЛ на навантажувальну здатність гвинтових опор (параметр оптимізації P) проведено два окремі повнофакторні експерименти, тобто визначення залежності навантажувальної здатності від зміни трьох основних факторів:

- від діаметра циліндричного стержня d , глибини її загвинчування в ґрунт H та ширини спіралі гвинтової опори B , тобто $P=f(d,H,B)$;

Оброблення отриманих даних експериментального масиву проведено за загальновідомими методиками та методами статистичного оброблення з використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу експериментальних даних для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії [3; 21; 22]. Для отримання регресійної моделі параметра оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у наступній послідовності.

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих.

Зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i змінними факторами встановлювали за залежністю [3, 22]

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (3.1)$$

де X_{i0} - натуральне значення i -го фактору на нульовому рівні;

ΔX_i - інтервал варіювання i -го фактору.

Повнофакторний експеримент проводили на трьох рівнях варіювання факторами. Нульовий рівень, або середнє значення кожного вхідного

фактору, визначали за формулою [3, 22]

$$X_0 = \frac{X_{max} + X_{min}}{2}, \quad (3.2)$$

де X_0 - числове значення нульового рівня вхідного фактору;

X_{max} - числове значення верхнього рівня вхідного фактору;

X_{min} - числове значення нижнього рівня вхідного фактору.

Визначали інтервали варіювання факторами [1, 49]

$$\Delta X_i = \frac{X_{max} - X_{min}}{2}. \quad (3.3)$$

Вводили умовні позначення верхнього, нижнього та нульового рівнів варіювання факторів, відповідно +1, -1, 0 для побудови план-матриці планування експериментів [22]. Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 3.2.

Після кодування вхідних факторів складали план-матриці повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загального числа дослідів $N = P^k$, де P – кількість рівнів варіювання, k – кількість діючих вхідних факторів у експерименті, наведені відповідно у табл. 3.3, 3.4. З метою достовірної оцінки навантажувальної здатності гвинтових опор під час проведення експериментальних лабораторних досліджень, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів), визначали за методикою, викладеною у [22], при цьому досліди проводили у трикратній повторності.

Таблиця 3.1

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Фактори		Позначення		Рівні варіювання, натур./кодовані		
		натур.	код.			
1	Незалежний фактор 1	X_1	x_1	+1	0	-1
	Незалежний фактор 2	X_2	x_2	+1	0	-1
	Незалежний фактор 3	X_3	x_3	+1	0	-1

Отримані результати розрахунків зводили у таблиці результатів експериментальних досліджень. Оброблення отриманих результатів експериментів проводили за допомогою загальновідомої методики та аналізу проведених експериментальних досліджень [3, 22].

При цьому функцію відгуку (параметр оптимізації) приймали у вигляді апроксимуючої математичної моделі повного квадратного полінома [22], який описує реальний експериментальний процес

$$Y = \eta = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (3.4)$$

де η - експериментальне значення зусилля натягу троса, Н;

$b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти регресії відповідних значень вхідних факторів x_i ;

x_1, x_2, x_3 - вхідні кодовані фактори.

Таблиця 3.2

Умовна план-матриця експерименту типу ПФЕ 33 для $P=f(d, H, B)$

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів			Параметр оптимізації, У			Середні значен- ня, У
								повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	1	2	3	$У_{\text{сер.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	$У_{11}$	$У_{12}$	$У_{13}$	$У_{1c}$
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	$У_{21}$	$У_{22}$	$У_{23}$	$У_{2c}$
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	$У_{31}$	$У_{32}$	$У_{33}$	$У_{3c}$
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	$У_{41}$	$У_{42}$	$У_{43}$	$У_{4c}$
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	$У_{51}$	$У_{52}$	$У_{53}$	$У_{5c}$
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	$У_{61}$	$У_{62}$	$У_{63}$	$У_{6c}$
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	$У_{71}$	$У_{72}$	$У_{73}$	$У_{7c}$
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	$У_{81}$	$У_{82}$	$У_{83}$	$У_{8c}$
9	+1	+1	0	0	0	0	0	$У_{91}$	$У_{92}$	$У_{93}$	$У_{9c}$
10	+1	-1	0	0	0	0	0	$У_{101}$	$У_{102}$	$У_{103}$	$У_{10c}$
11	+1	0	+1	0	0	0	0	$У_{111}$	$У_{112}$	$У_{113}$	$У_{11c}$
12	+1	0	-1	0	0	0	0	$У_{121}$	$У_{122}$	$У_{123}$	$У_{12c}$

Продовження таблиці 3.2

13	+1	0	0	+1	0	0	0	Y_{131}	Y_{132}	Y_{133}	Y_{13c}
14	+1	0	0	-1	0	0	0	Y_{141}	Y_{142}	Y_{143}	Y_{14c}
15	+1	0	0	0	0	0	0	Y_{151}	-	-	Y_{0c}
16	+1	0	0	0	0	0	0	Y_{161}	-	-	
17	+1	0	0	0	0	0	0	Y_{171}	-	-	
18	+1	0	0	0	0	0	0	Y_{181}	-	-	

Коефіцієнти апроксимуючого полінома, представленого у вигляді повного квадратичного рівняння, за умови ортогональності та симетрії, визначали за відповідними загальними формулами [22]

- вільний член b_0 і коефіцієнти b_i i -го фактору

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N}, \quad (3.5)$$

- коефіцієнти взаємодії b_{ij}

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{N}, \quad (3.6)$$

де x_{iu} - значення кодованої змінної у відповідному стовпці плану експерименту;

\bar{y}_u - середній результат u -го дослідів;

u - порядковий номер дослідів;

i - номер фактору;

j, k - номер фактору, відмінного від i -го;

N - кількість проведених експериментів.

Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії b_i проводили за t -критерієм Ст'юдента та визначали у такій послідовності [22]

- визначали дисперсію похибок дослідів у рядках плану ПФЕ

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (3.7)$$

де n - кількість паралельних дослідів (повторюваностей одного експерименту);

$j = 1, 2, \dots, n$;

- визначали дисперсію відтворення дослідів

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2, \quad (3.8)$$

- визначали похибку відтворення

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \quad (3.10)$$

- визначали умову значимості коефіцієнтів b_i рівняння регресії

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{Nn}}, \quad (3.11)$$

де t_T - табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибирається з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [22].

Ступінь відповідності дорівнює

$$f = (n-1)N. \quad (3.12)$$

Якщо умова значимості (3.8) не виконується, то такий коефіцієнт b_i рівняння регресії приймали рівним нулю, а відповідний член x_i рівняння регресії виключали.

Перевірку адекватності вибраної математичної моделі експериментальним даним, тобто відповідність математичної моделі реальному процесу, здійснювали за F - критерієм Фішера наступним чином [22]

- визначали дисперсію адекватності

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N - g'} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2, \quad (3.13)$$

де $N - g'$ - число степеней вільності дисперсії адекватності;

g' - число значимих коефіцієнтів в рівнянні регресії;

\bar{y}_u - середнє значення відгуку в u -му досліді;

\tilde{y}_u - значення відгуку в u -й точці плану, обчислене за рівнянням регресії;

- визначали розрахунковий критерій відповідності Фішера F_p

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (3.14)$$

де S_y^2 - дисперсія відтворення дослідів;

- визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значимості α і двома степенями відповідності [22]: $f_{ag} = N - g$ та $f_y = N(n - 1)$.

Умову адекватності вибраної математичної моделі перевіряли згідно нерівності

$$F_p < F_T. \quad (3.15)$$

Отримане значення F_p порівнювали з табличним F_T . Якщо умова $F_p < F_T(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконувалась, тобто розрахункове значення F_p -критерію Фішера менше табличного F_T при 5 % - му рівні значущості, числі степені вільності дисперсії адекватності $f_{ag} = N - g$ та числі степені вільності дисперсії відтворюваності $f_y = N(n - 1)$, то рівняння регресії ПФЕ адекватне експериментальним даним.

За результатами розрахунків, які проводили за допомогою пакету прикладних статистичних програм оброблення та аналізу результатів експериментальних досліджень для ПК, будували залежності поверхонь відгуку параметра оптимізації та двомірний переріз поверхонь відгуку для наочного зображення результатів проведених експериментальних досліджень.

Для побудови та аналізу залежностей зміни повноти висіву насіння від параметрів висівного апарату використовували пакет статистичної програми для ПК „Statistica 6.0”. Аналіз випадковості процесу оцінювали за

стандартними методиками, при цьому визначали математичне сподівання M , дисперсію випадкової величини D та коефіцієнт варіації V [3, 22].

Залежність параметру оптимізації, тобто повноти висіву насіння від зміни одного вхідного фактору за постійного значення інших факторів будували за допомогою пакета прикладної програми “Math Cad 6.0”.

Апроксимацію отриманої експериментальної ломаної лінії, яка побудована за результатами проведених досліджень, проводили за відомими стандартними методиками, при цьому величину відхилення (“неузгодженості”) визначали за способом найменших квадратів, яка описується залежністю

$$\Theta = \sum_{i=1}^N \varepsilon^2 = \sum_{i=1}^N (m_{i_e} - m_{i_m})^2, \quad (3.16)$$

де $\Theta = \varepsilon^2$ - величина «неузгодженості»;

m_{i_e} , m_{i_m} - відповідно теоретичне, визначене за емпіричною формулою та експериментальне значення i -го досліджу.

3.5 Моделювання середовища ґрунтового каналу

Зміна фізико-механічних властивостей ґрунту, в залежності від масштабу моделі є важливою умовою наближеного фізичного моделювання. З аналізу критеріїв подібності випливає, що в процесі моделювання такі характеристики ґрунту, як зчеплення C_w і кут внутрішнього тертя ρ , потрібно змінювати пропорційно масштабу моделювання, а щільність ґрунту γ_1 , кут зовнішнього тертя δ , змінювались не більш ніж в межах точності вимірювання.

В якості комплексного параметра, що визначає міцності характеристики ґрунту при експрес-аналізі використовується кількість ударів динамічного щільноміра.

Моделювання ґрунту досягається піщано-глинистою сумішшю, яка складається з 85% піску та 15% лісовидного суглинку.

Визначення потрібних фізико-механічних властивостей середовища, що розроблюється відбувається з урахуванням рівності наступних критеріїв подібності

$$\frac{\gamma_m l_m}{\sigma_m} = \frac{\gamma_n l_n}{\sigma_n}; \frac{\gamma_m l_m}{\tau_m} = \frac{\gamma_n l_n}{\tau_n}; \frac{\gamma_m l_m}{C_{cm}} = \frac{\gamma_n l_n}{C_{cn}}; \quad (3.17)$$

$$\frac{C_m V_m}{\sigma_m l_m} = \frac{C_n l_n}{\sigma_n l_n} \cdot \operatorname{tg} \varphi_m = \operatorname{tg} \varphi_n.$$

де γ - щільність ґрунту; l – визначальний лінійний розмір робочого органу; σ - нормальне напруження; τ - дотичне напруження ґрунту; C_w - зчеплення ґрунту; φ - кут внутрішнього тертя ґрунту; C - кількість ударів динамічного щільно міра, яка відповідає питомій енергоємності занурення в фунт круглого штамп; V - швидкість руху робочого органу.

Підготовка моделюючого середовища відбувається шляхом його зволоження, ретельного перемішування та ущільнення до потрібної міцності, яка контролюється динамічним щільноміром.

$$C_m = \frac{C_n}{K_1}; C_{wn} = \frac{C_{cn}}{K_1} \quad (3.18)$$

Додержання співвідношення (3.20) гарантує фізичну подібність моделюючого середовища, що дозволяє забезпечити подібність процесів, які відбуваються при копанні ґрунту робочим обладнанням моделі та натури.

3.6. Висновки

1. Розроблено і виготовлено стендове обладнання для дослідження продуктивності приготування кормової суміші та неоднорідності змішування різних видів матеріалів та якості за різного конструктивного виконаннях робочих органів за допомогою автоматизованого режиму ПЧ серії ALTIVAR 71 та отриманням відповідних даних у ПК.

2. Приведена методика проведення повнофакторних експериментальних досліджень, яка передбачала визначення швидкості проходження механізму переміщення вантажу від зміни трьох основних факторів: маса вантажу m , кг, довжини проходження механізму L , м; кута нахилу лінії канатної дороги α , град, тобто швидкість проходження механізму $V = f(m, L, \alpha)$.

3. Приведена методика проведення повнофакторних експериментальних досліджень, яка передбачала визначення залежність сили натягу канату від зовнішнього діаметра шнека гвинтової опори D , глибини загвинчування опори в ґрунт h і абсолютна вологість ґрунту W $P_1 = f(D, h, W)$ і друга серія дослідів – залежність зусилля натягу канату від довжини полицки H гвинтової спіралі, кроку T спіралі і ширини спіралі B гвинтової опори $P_2 = f(H, T, B)$.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Результати експериментальних досліджень швидкості руху механізму переміщення вантажів

Для підтвердження теоретичного дослідження параметрів і режимів роботи канатних систем (КС) з гвинтовими опорами необхідно обґрунтувати конструктивні і силові технологічні параметри які дозволять забезпечити підвищення навантажувальної здатності та розширять їх технологічні можливості при використанні в народному господарстві.

За допомогою стендового обладнання п. 3.3 та за методикою описаною в п. 3.4 було проведено експериментальні дослідження з використанням повнофакторного експерименту, в яких визначали залежність швидкості руху механізму переміщення вантажів від маси вантажу, довжини проходження механізму, кута нахилу лінії канатної дороги та час проходження механізму.

Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту двох етапах.

Функцію відгуку (параметр оптимізації), тобто швидкість проходження механізму $V = f(m, L, \alpha)$, визначеного експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома [3, 22]

$$V, P = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2, \quad (4.1)$$

де $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти відповідних значень x_i ;

x_1, x_2, x_3 - відповідні кодовані фактори.

Для побудови вибраної математичної моделі з всього напрацьованого експериментального масиву даних складено таблиці результатів повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 (першого етапу). Побудову даних таблиць проведено наступним чином. Вхідними змінними факторами ПФЕ 3^3 прийнято

- маса вантажу m , який кодували індексом x_1 ;
- довжини проходження механізму L , яку кодували індексом x_2 ;
- кута нахилу лінії канатної дороги α , яку кодували індексом x_3 .

Характеристику факторів та значення їх рівнів для оброблюваних матеріалів наведено у табл. 4.1

Таблиця 4.1

Характеристика факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактору	Найменування фактору	Значення рівнів фактору
x_1	маса вантажу m , кг	15-20-25
x_2	довжини проходження механізму L , м	14-20-26
x_3	кута нахилу лінії канатної дороги α , град	2,6-3,2-3,8

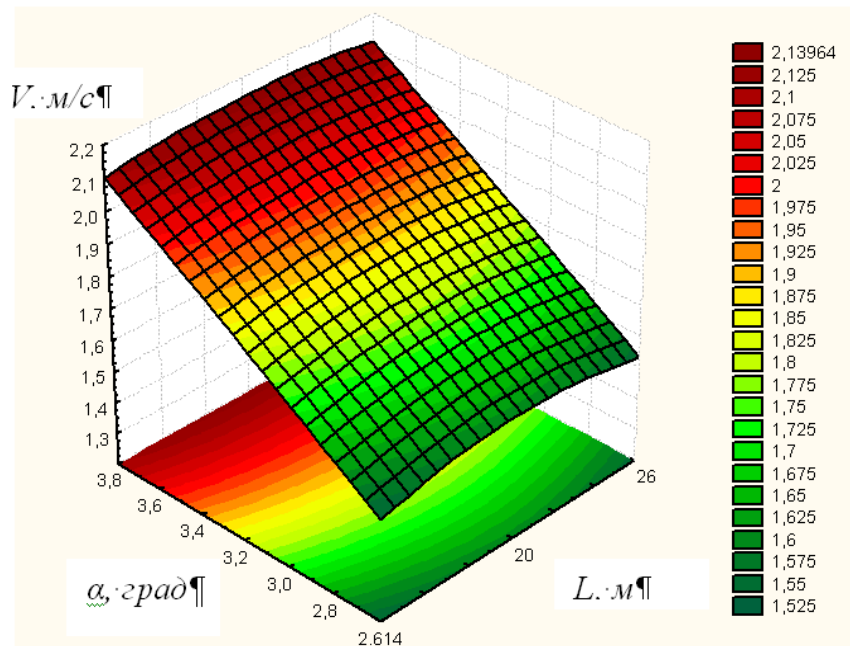
Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівняння регресії реальному експериментальному процесу проводили згідно методики, яка наведена у розділі 3.4.

Відповідно у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді

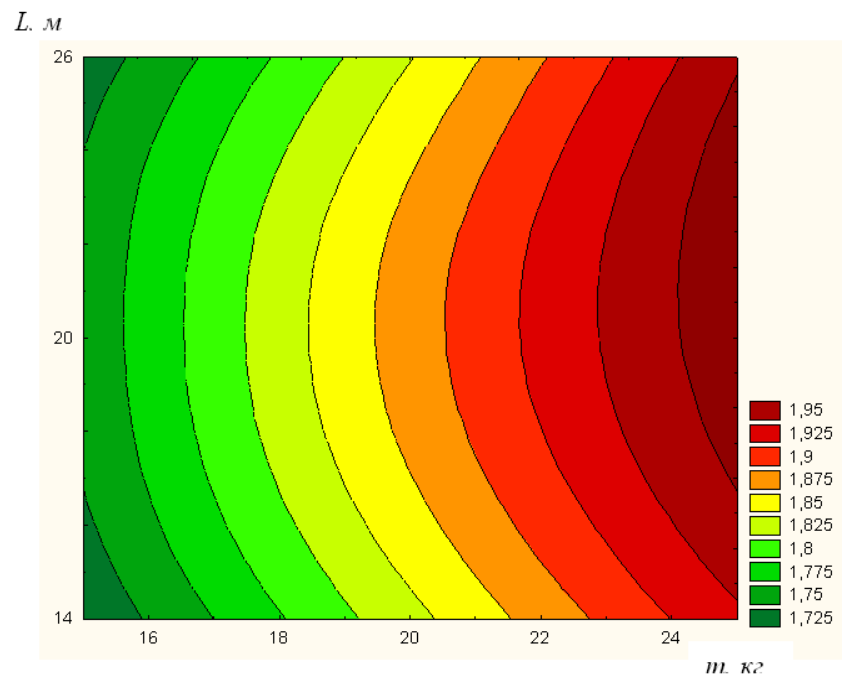
$$V = -4,21 + 3,24 \cdot \alpha + 0,59 \cdot 10^{-3} m^2 - 0,44 \alpha^2. \quad (4.2)$$

На основі проведених досліджень можна побудувати графічні залежності $V = f(m, L, \alpha)$ які дають визначити основні параметри механізму

для переміщення вантажів змінними факторами маса вантажу m , довжини проходження механізму L , кута нахилу лінії канатної дороги α , (рис.4.1-4.3).

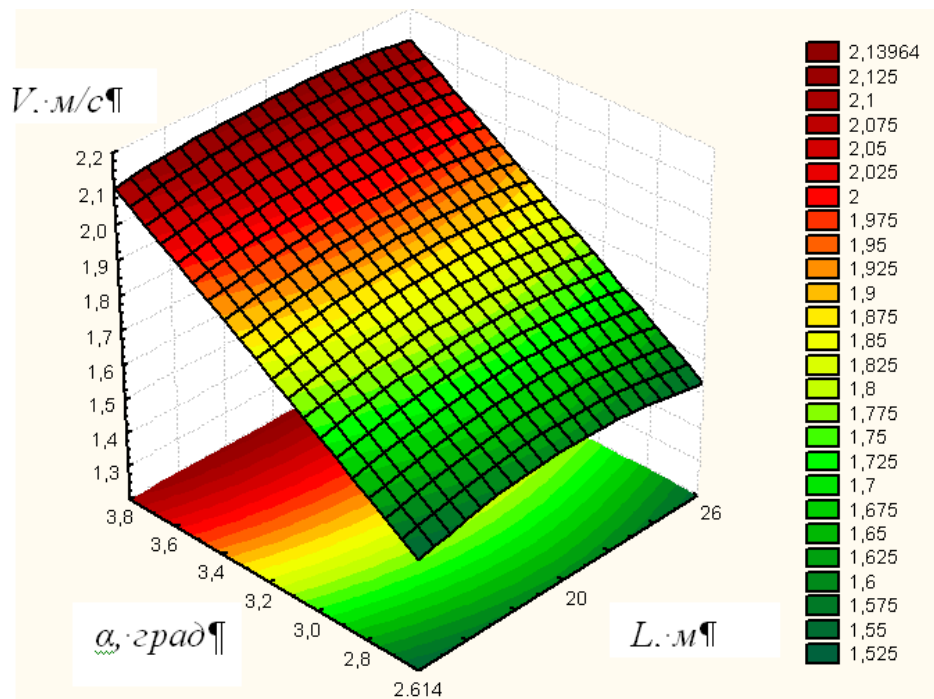


а)

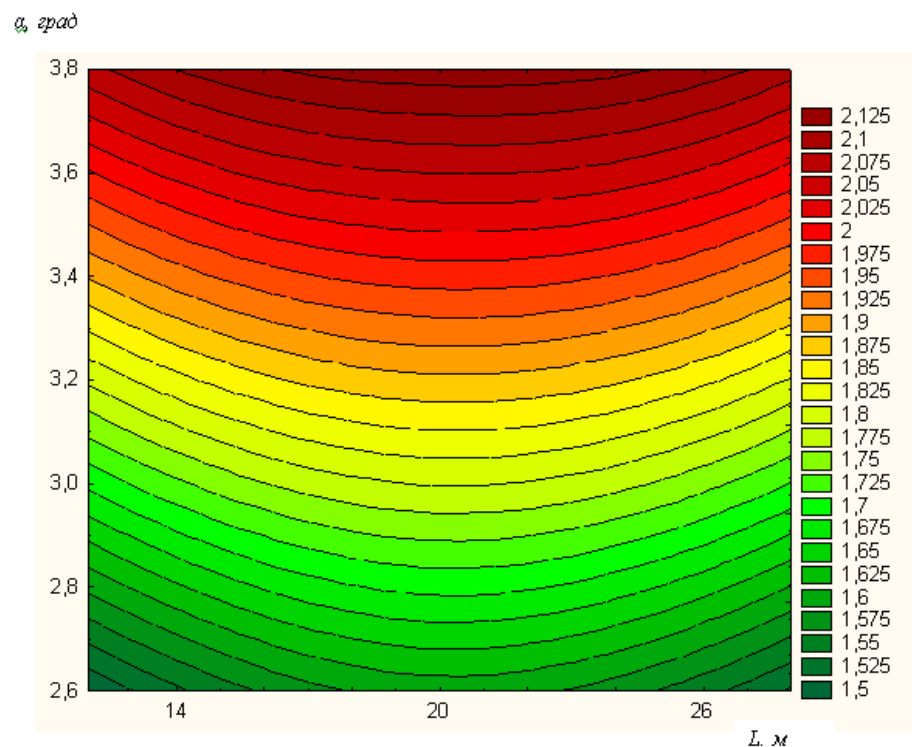


б)

Рис. 4.1. Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку б) залежності швидкості механізму переміщення вантажу $V_{(m,L)}$ від маси вантажу m та довжини проходження механізму L при куті нахилу лінії канатної дороги $\alpha = 2.6$, градус

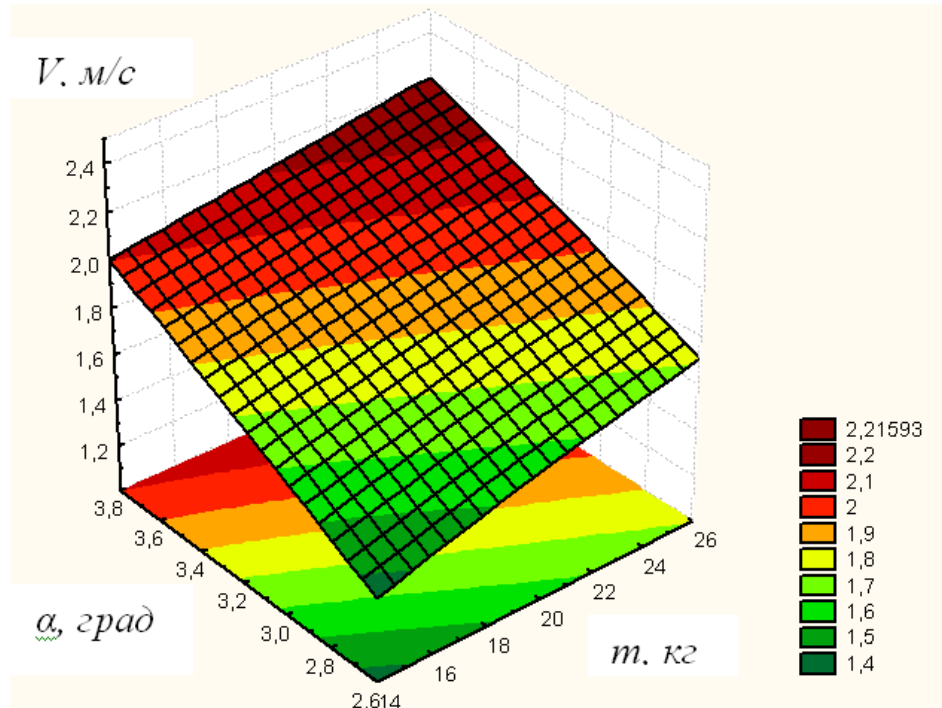


а)

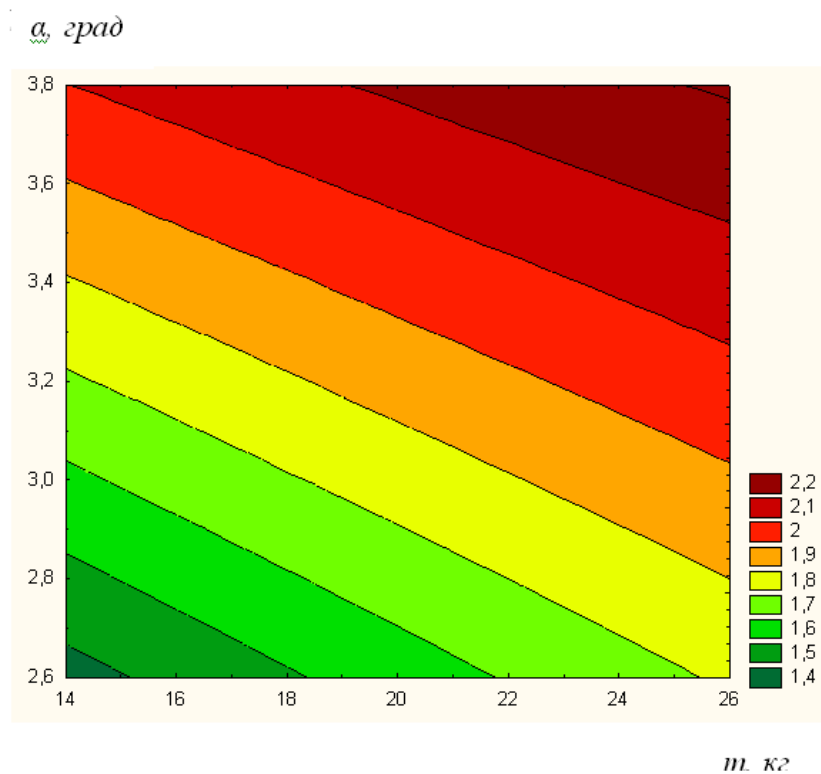


б)

Рис. 4.2. Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку б) залежності швидкості механізму переміщення вантажу $V_{(L,\alpha)}$ від довжини проходження механізму L та кута нахилу лінії канатної дороги α , град при маси вантажу $m = 20\text{ т}$



а)



б)

Рис. 4.3. Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку б) залежності швидкості механізму переміщення вантажу $V_{(m,\alpha)}$ від маси вантажу m та кута нахилу лінії канатної дороги α , град при довжині проходження механізму $L = 20i$

З рис. 4.1-4.3 видно, що швидкість механізму переміщення вантажу залежить від маси вантажу m , кута нахилу лінії канатної дороги α , град та довжини проходження механізму L . Отже, при збільшенні кута нахилу лінії канатної дороги α і маси вантажу m швидкість механізму переміщення вантажу зростає і досягає 2,2 м/с. Із аналізу графічних залежностей встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на значення V , є величина α , а найменш впливовим є L . Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $15 < m < 25$ (кг); $14 < L < 26$ (м); $2,6^0 < \alpha < 3,8^0$.

4.2 Результати експериментальних досліджень енергосилових параметрів переміщення вантажів

За методикою п. 3.4 та на стендовому обладнанні п. 3.3 проведено лабораторні дослідження які складаються з окремих повно факторних експериментів: в серії дослідів визначали залежність енергетичні затрати, а саме потужність $N = f(m, \alpha, n)$ від кута нахилу канатної дороги α , маси вантажу m , частоти обертання шківів n . Для побудову даних таблиць проведено наступним чином. Вхідними змінними факторами ПФЕ 3^3 прийнято:

- кута нахилу канатної дороги α , який кодували індексом x_1 ;
- маси вантажу m , яку кодували індексом x_2 ;
- частоти обертання шківів n , яку кодували індексом x_3 .

Характеристику факторів та значення їх рівнів для оброблюваних матеріалів наведено у табл. 4.2

Таблиця 4.2

Характеристика факторів та значення їх рівнів

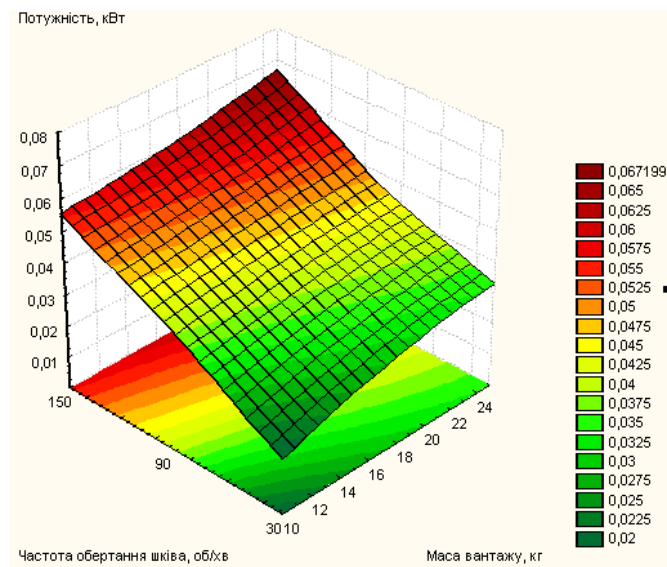
Кодоване позначення фактору	Найменування фактору	Значення рівнів фактору
x_1	кута нахилу лінії канатної дороги α , град	2,6-3,2-3,8
x_2	маса вантажу m , кг	15-20-25
x_3	частоти обертання шківа n , об/хв	30-90-150

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівняння регресії реальному експериментальному процесу проводили згідно методики, яка наведена у розділі 3.4.

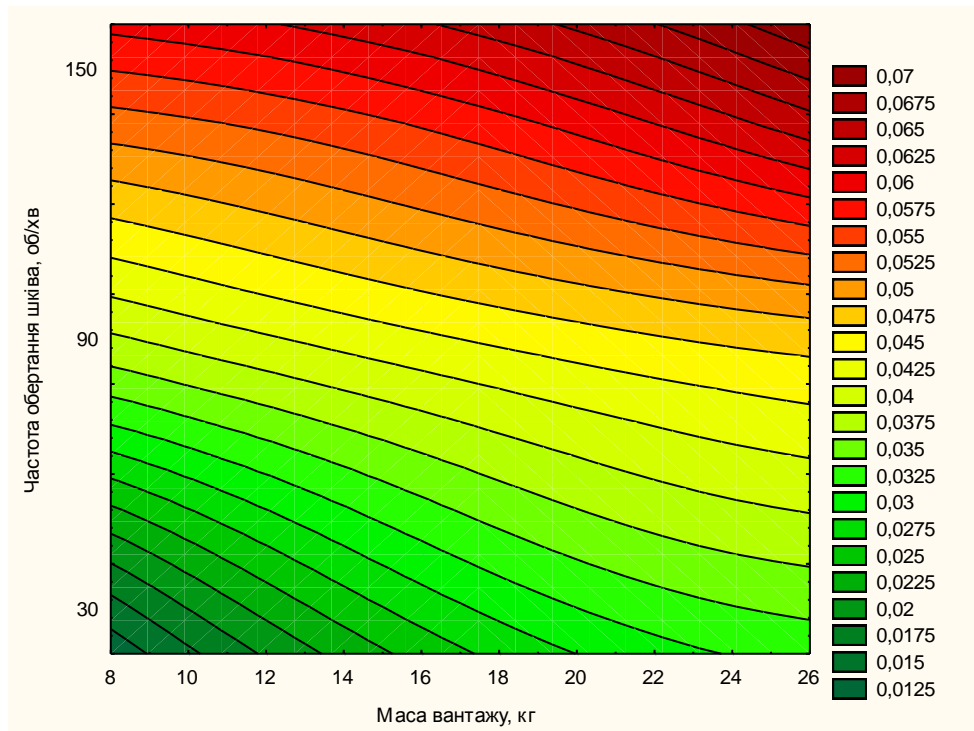
Відповідно у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

$$N = -0,4 \cdot 10^{-2} - 0,29 \cdot 10^{-3} m^2 + 0,54 \cdot 10^{-3} m \cdot \alpha + 0,94 \cdot 10^{-4} n \cdot \alpha \quad (4.3)$$

На основі проведених досліджень можна побудувати графічні залежності $N = f(m, \alpha, n)$ які дають визначити основні параметри механізму для переміщення вантажів змінними факторами маса вантажу m , частоти обертання шківа n , кута нахилу лінії канатної дороги α , (рис.4.4-4.6).

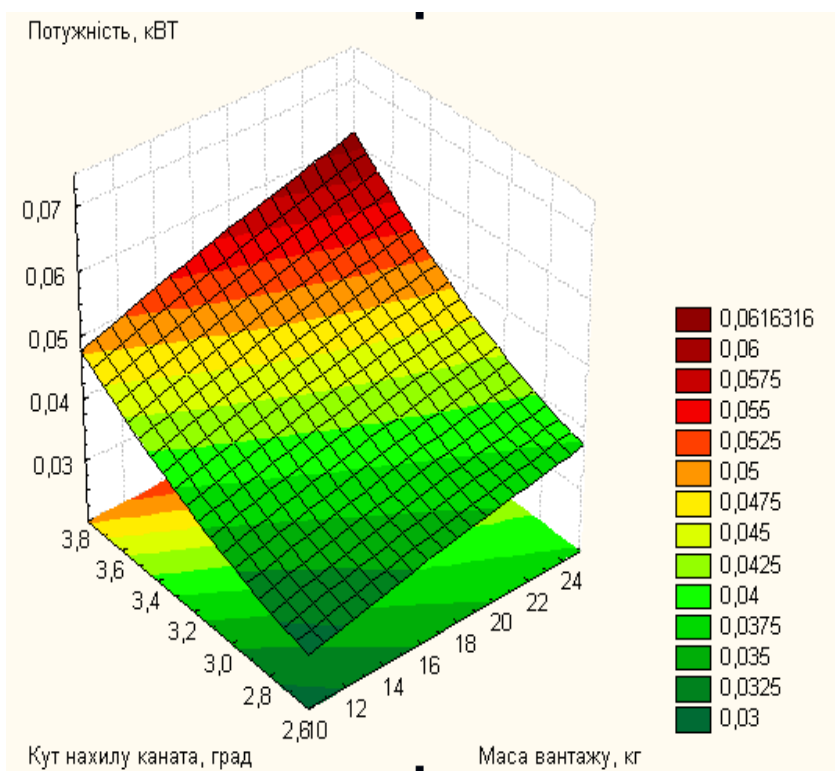


а)

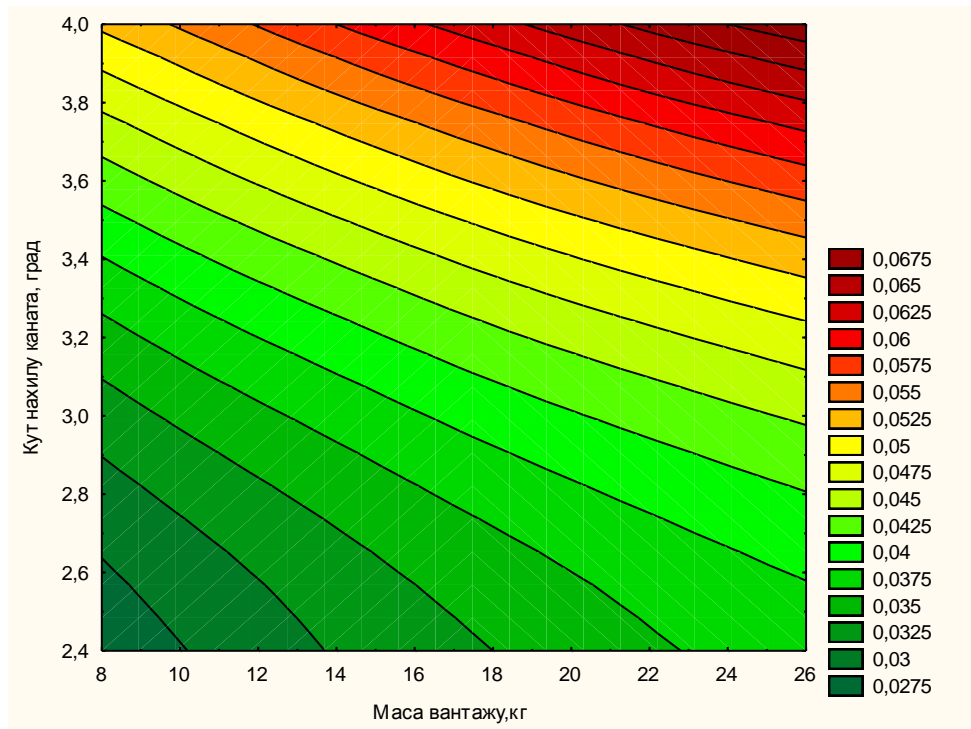


б)

Рис. 4.4. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності потужність $N = f(m, n)$ від маси вантажу m та частоти обертання шківа n , град при кута нахилу лінії канатної дороги $\alpha = 3,2$ град

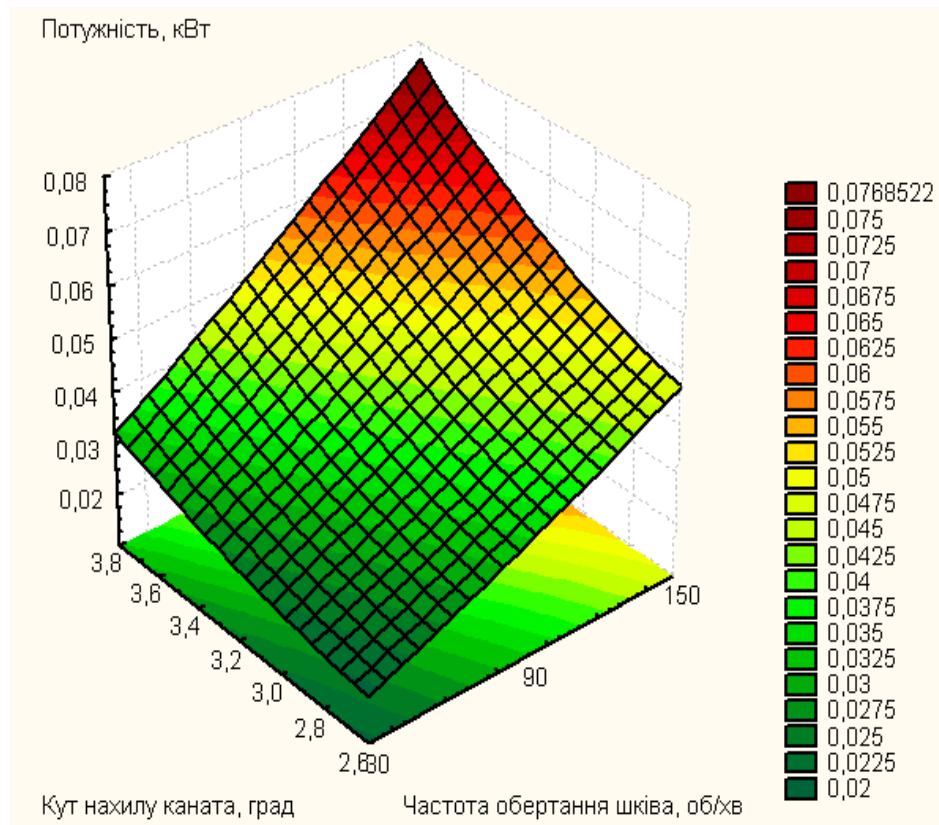


а)

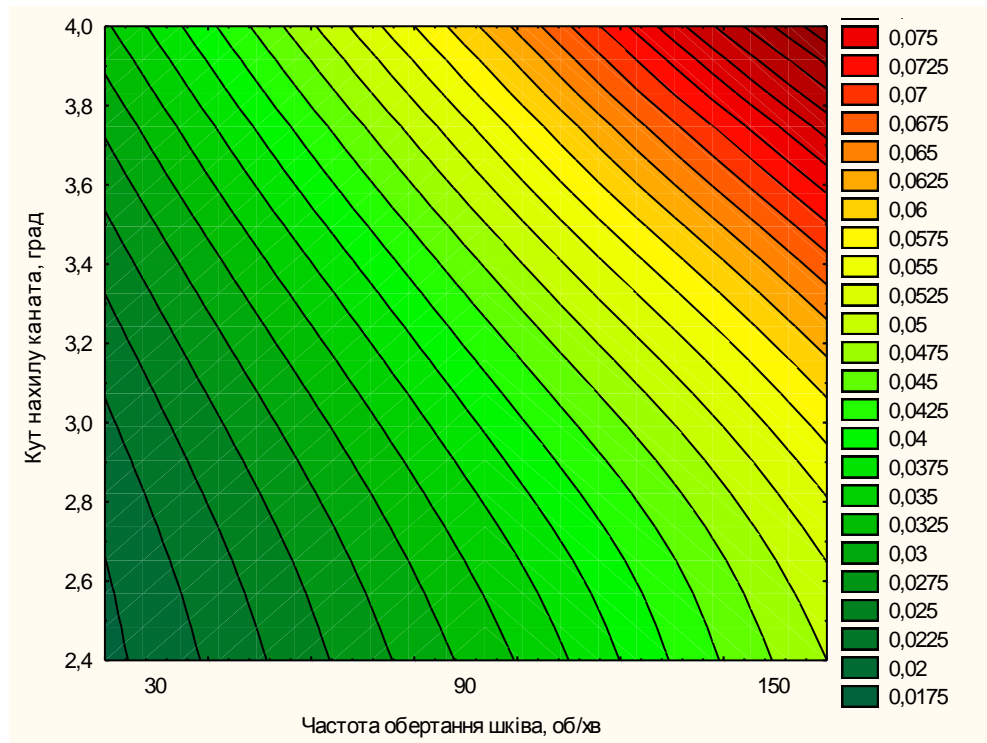


б)

Рис. 4.5. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності потужності $N = f(m, \alpha)$ від маси вантажу m та кута нахилу лінії канатної дороги α , при частоті обертання шківів $n = 90 \text{ об/хв}$



а)



б)

Рис. 4.6. Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку б) залежності потужність $N = f(n, \alpha)$ від кута нахилу лінії канатної дороги α та частоти обертання шківів n при масі вантажу $m = 20 \text{ кг}$

З рис. 4.4-4.6 видно, що визначали енергетичні затрати, а саме потужність $N = f(m, \alpha, n)$ від кута нахилу канатної дороги α , маси вантажу m , частоти обертання шківів n . Отже, при збільшенні кута нахилу лінії канатної дороги α і маси вантажу m енергетичні затрати досягає 0,8 кВт. Із аналізу графічних залежностей встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на значення N , є величина α , а найменш впливовим є n . Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $15 < m < 25$ (кг); $30 < n < 150$ (об/хв); $2,6^\circ < \alpha < 3,8^\circ$.

4.3 Результати експериментальних досліджень залежності сили натягу канату

За методикою п. 3.4 та на стендовому обладнанні п. 3.3 проведено лабораторні дослідження які складаються з окремих повнофакторних

експериментів: в серії дослідів визначали залежність сили натягу канату $P_1 = f(D, h, W)$ від зовнішнього діаметра шнека гвинтової опори D , глибини загвинчування опори в ґрунт h і абсолютна вологість ґрунту W .

Для побудову даних таблиць проведено наступним чином. Вхідними змінними факторами ПФЕ 3³ прийнято:

- діаметра стержня гвинтової опори D , який кодували індексом x_1 ;
- глибина загвинчування опори в ґрунт h , яку кодували індексом x_2 ;
- абсолютна вологість ґрунту W , яку кодували індексом x_3 .

Таблиця 4.3

Характеристику факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактору	Найменування фактору	Значення рівнів фактору
x_1	діаметр стержня гвинтової опори D , мм	80-100-120
x_2	глибина загвинчування опори в ґрунт h , мм	400-600-800
x_3	абсолютна вологість ґрунту W , %	15-30-45

Загальний вигляд рівняння регресії зусилля натягу троса залежно від зміни діаметр стержня гвинтової опори, глибина загвинчування гвинтової опори в ґрунт та ширина спіралі гвинтової опори, тобто $P_{(x_1, x_2, x_3)} = f(D, h, W)$ за результатами проведених ПФЕ 3³ у кодованих величинах дорівнюють:

У натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (4.3-4.5) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- для опор, загвинчених у дерн

$$P_{(D, h, W)}^{\bar{A} \bar{a} \bar{d}} = 296,05 - 21,83D - 0,28h - 39,85W + 1,41DW + 0,223Dh + 0,025hW + 0,17D^2 + 1,3W^2; \quad (4.3)$$

- для опор, загвинчених у чорнозем

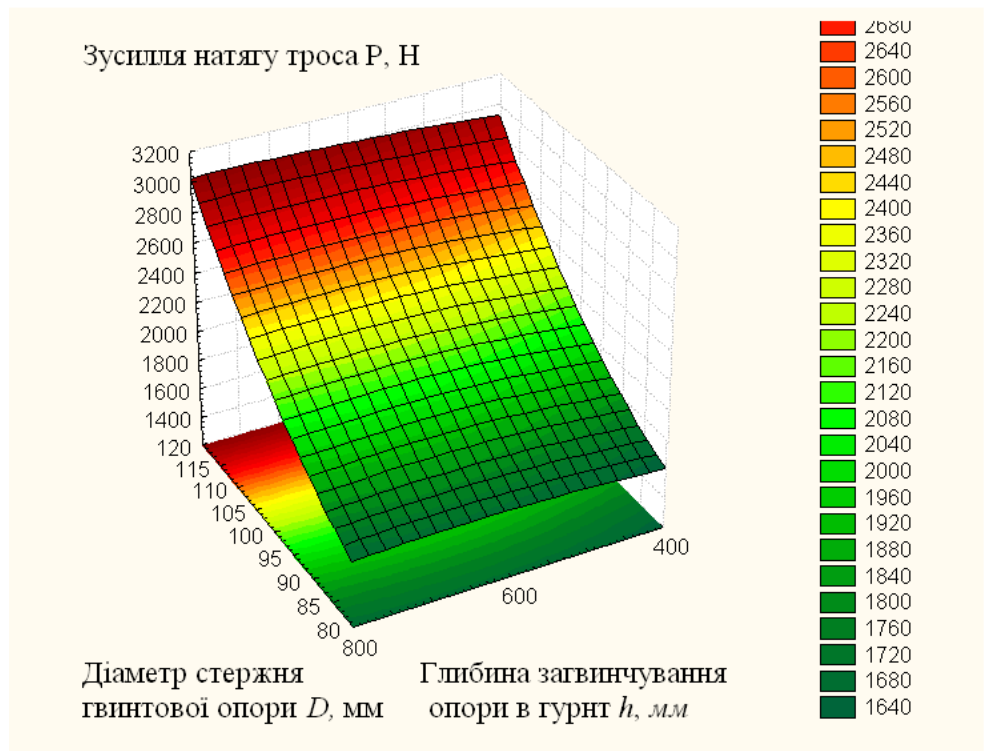
$$P_{(D,h,W)}^{i\delta} = 266,18 - 20,53D + 0,18h - 31,89W + 1,14DW + 0,18Dh + 0,019hW + 0,18D^2 + 1,04W^2; \quad (4.4)$$

- для опор, загвинчених у піщаний ґрунт

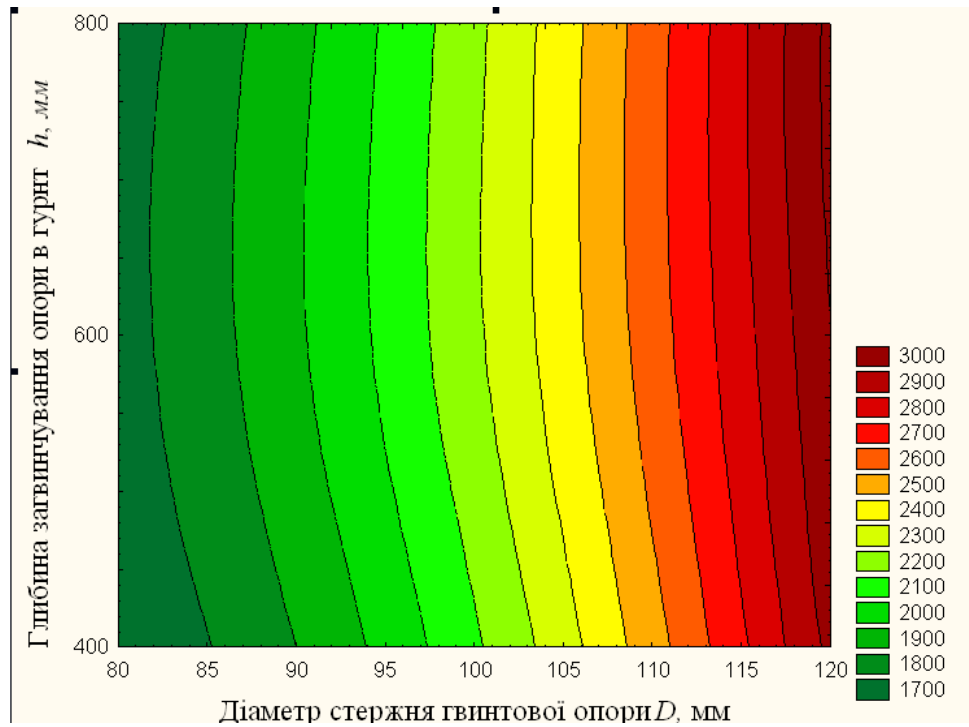
$$P_{(D,h,W)}^{i\delta} = 2895 + 21,175D - 0,97h - 55,395W + 0,81DW + 0,129Dh + 0,014hW - 0,5D^2 + 0,0011h^2 + 2,044W^2. \quad (4.5)$$

Отримані рівняння регресії (4.3-4.5) можуть бути використані для визначення зусилля натягу троса P залежно від діаметра стержня гвинтової опори, глибина загвинчування гвинтової опори в ґрунт та абсолютна вологість ґрунту у таких межах зміни вхідних факторів: $80 \leq D \leq 120$ (мм); $400 \leq h \leq 800$ (мм); $15 \leq W \leq 45$ (%).

На рис. 4.7-4.9 зображено графічні залежності зусилля натягу троса залежно від діаметра стержня гвинтової опори, глибина загвинчування гвинтової опори в ґрунт та абсолютна вологість ґрунту, загвинченої в чорнозем.

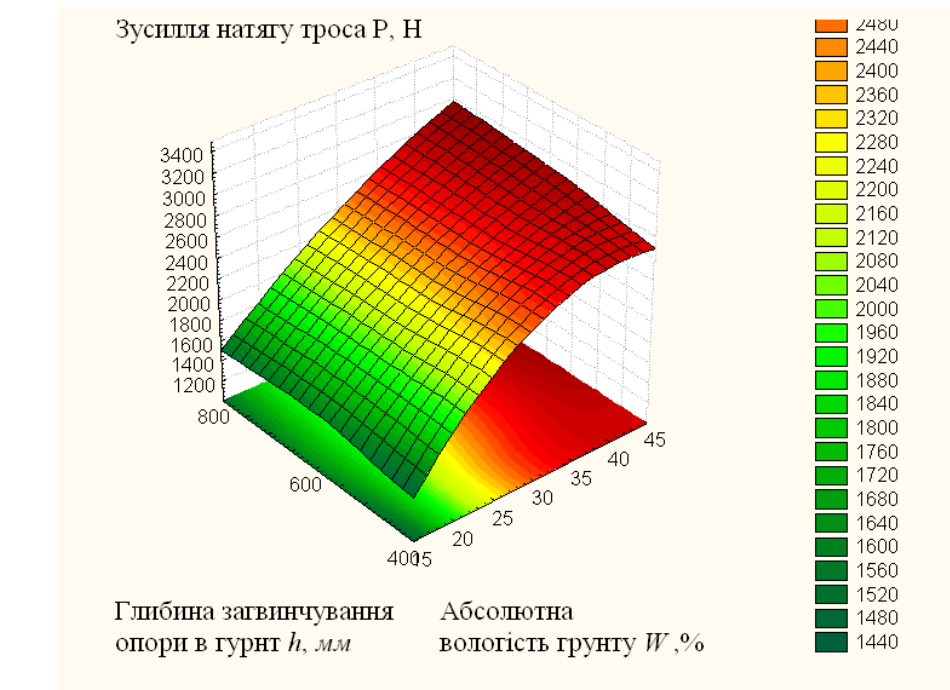


а)

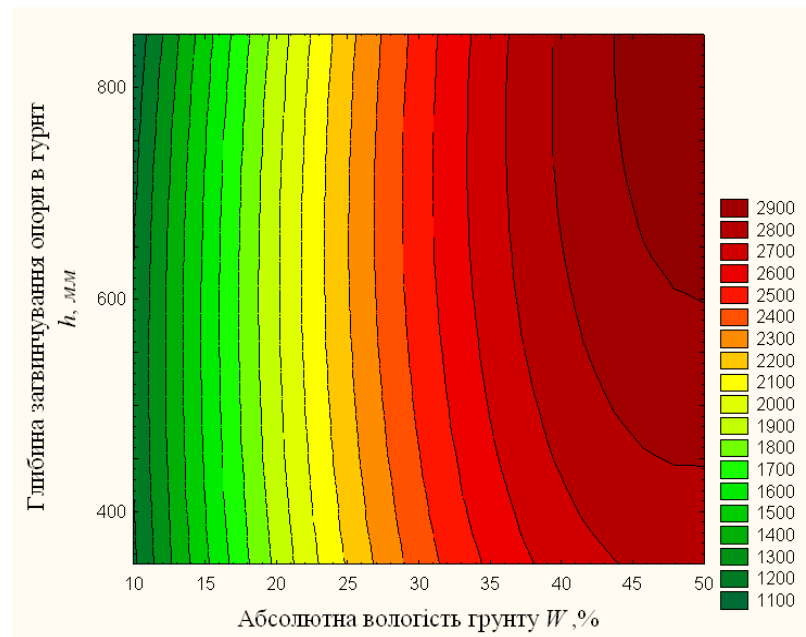


б)

Рис. 4.7. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сили натягу троса $P_{(D,h)}^{\times i \delta}$ для опори, загливченої в чорнозем від діаметра стержня і глибини загливчування при абсолютній вологості ґрунту $W=30\%$

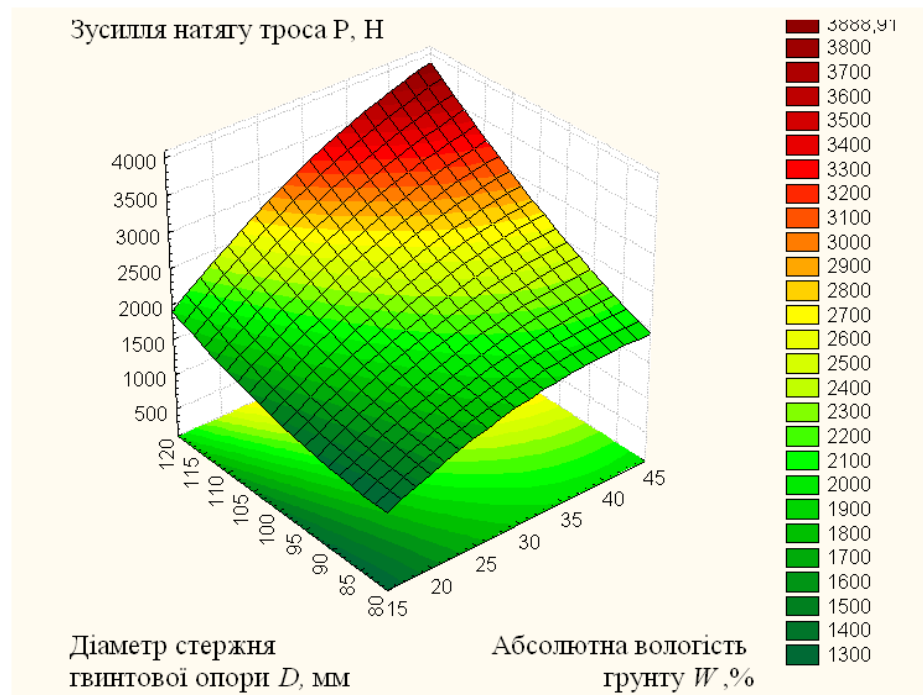


а)

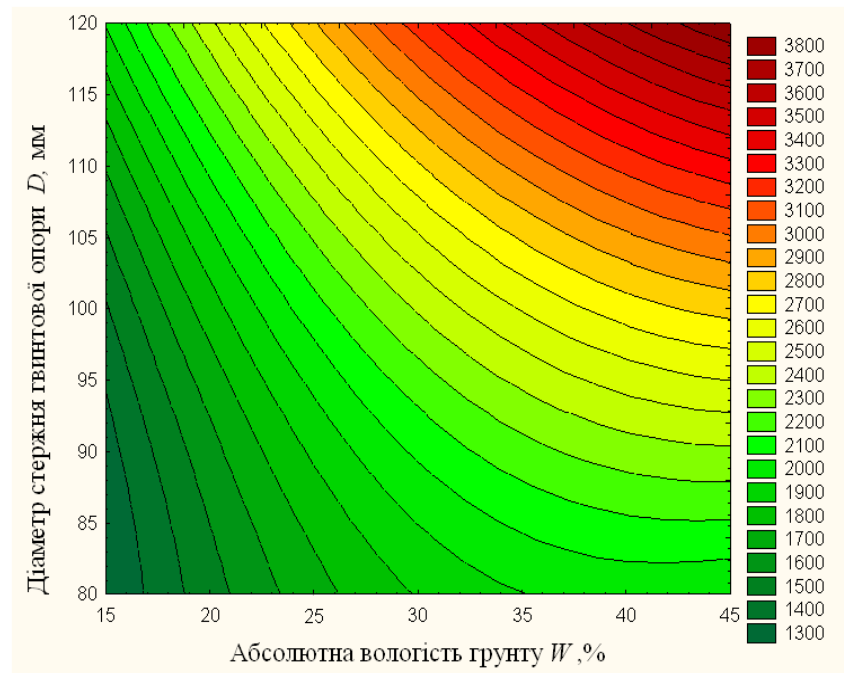


б)

Рис. 4.8. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сили натягу троса $P_{(D,h)}^{xi\delta}$ для опори, загвинченої в чорнозем від глибини загвинчування та абсолютній вологості ґрунту у при діаметрі стержня $D=100$ мм



а)



б)

Рис. 4.9. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сили натягу троса $P_{(D,h)}^{xi\delta}$ для опори, загвинченої в чорнозем від діаметрі стержня та абсолютній вологості ґрунту у при глибини загвинчування $h=600$ мм

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основними факторами, які впливають на збільшення зусилля натягу троса є: фактори x_1 , x_2 , (D, h) , в меншій мірі - фактор x_3 (W) та комбінації усіх факторів. В загальному для збільшення навантажувальної здатності гвинтових опор піднімально-транспортних лебідок необхідно збільшувати діаметр стержня гвинтової опори, глибину загвинчування гвинтової опори в ґрунт при даних реологічних властивостях.

4.4 Дослідження величини моменту загвинчування гвинтових опор в ґрунт.

Згідно програми і методики дослідження були проведені динамометричні експериментальні дослідження визначення величини

моменту загвинчування гвинтових опор з зовнішніми діаметрами 80 і 120 мм та внутрішніми стержнями відповідно 40 і 60 мм.

На рис. 4.10 представлені залежності величини крутного моменту закручування ГО в ґрунт в залежності від глибини їх проникнення різних типорозмірів і ґрунтів.

З графіків видно, що найбільшим моментом закручування гвинтової опори з зовнішнім діаметром 120 мм на чорноземі з дерном становить 44...65 Нм, а на піщаних ґрунтах 23...48. Аналогічно досліджено величини крутних моментів закручування ГО в суглиняний і піщаний ґрунти.

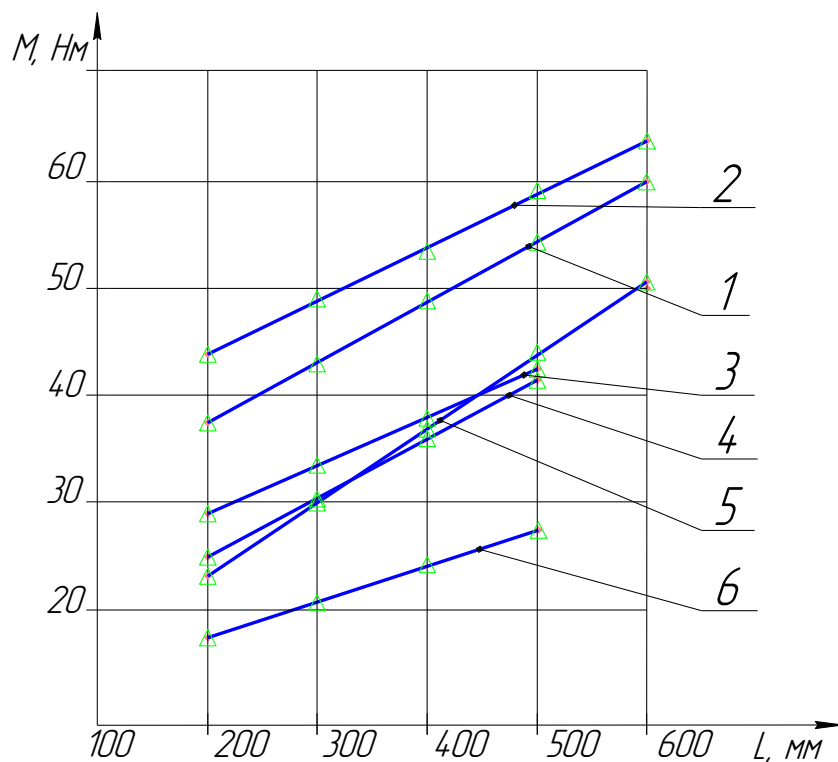


Рис. 4.10. Залежність величини моментів загвинчування гвинтових опор в ґрунт від глибини проникнення в ґрунт з зовнішніми (D) і внутрішніми (d) діаметрами:

1. D=120 мм; d=60 мм; ґрунт – суглинок.
2. D=120 мм; d=60 мм; ґрунт – чорнозем з дерном.
3. D=80 мм; d=40 мм; ґрунт – чорнозем з дерном.
4. D=80 мм; d=40 мм; ґрунт – суглинок.
5. D=120 мм; d=60 мм; ґрунт – піщаний.
6. D=80 мм; d=40 мм; ґрунт – піщаний

4.5 Порівняння теоретичних та експериментальних досліджень

Для перевірки адекватності експерименту були побудовані аналітичним шляхом характеристики відхиленням експериментальних значень від теоретичних.

Таблиця 4.4

Усереднені дані швидкості у залежності від маси та кута нахилу троса

m, кг	V, при $\alpha = 2,6^\circ$	V, при $\alpha = 3,2^\circ$	V, при $\alpha = 3,8^\circ$
0	0	0	0
10	0,766	1,298	1,488
15	1,106	1,798	1,968
20	1,2	1,942	2,1
25	1,31	2,078	2,17

Криві, побудовані за даними таблиці 4.4 подані на рис. 4.8. Криві апроксимували експоненціальною функцією

$$V = V_{\max} (1 - e^{-km}), \quad (4.6)$$

де m —маса вантажу; V_{\max} — максимальне значення швидкості (для кожного кута нахилу) до якої експотенційно прямують криві із зростанням маси вантажу; $k = 0,09$ — фіксована параметрична стала

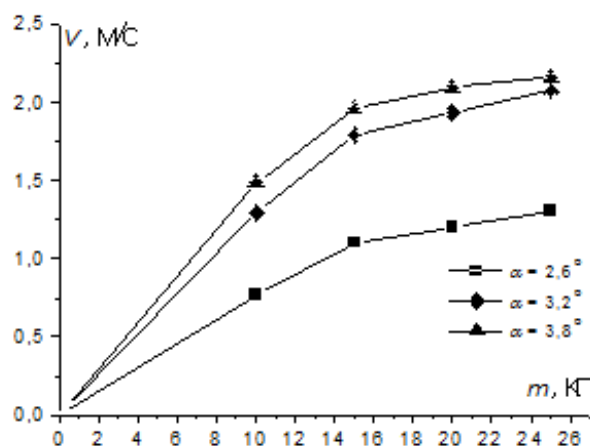


Рис. 4.11. Експериментальні криві зростання швидкості у залежності від маси та кута нахилу троса

На рисунку 4.12 подані експериментальні криві зростання швидкості у залежності від маси та кута нахилу троса та їх апроксимація з використанням функції (4.6).

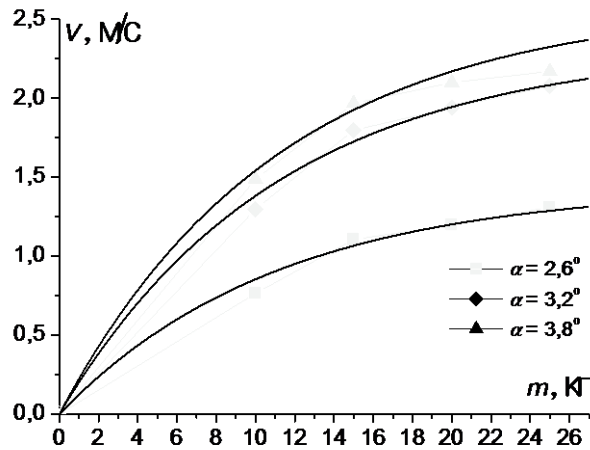


Рис. 4.12. Експериментальні криві зростання швидкості у залежності від маси та кута нахилу троса та їх апроксимація

Таблиці 4.5

Дані залежності максимальної швидкості переміщення каретки з вантажем V_{\max} від кутів нахилу

α°	V_{\max}
0	0
2,6	1,5
3,2	2,3
3,8	2,8

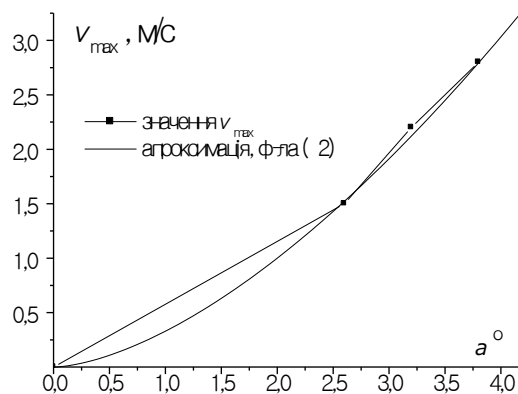


Рис. 4.13. Залежність V_{\max} від кутів нахилу α° та її лінійна апроксимація (4.6)

Лінійна апроксимація V_{\max} від кутів нахилу α

$$V_{\max} = C \cdot \alpha^b, \quad (4.7)$$

де $C = 0,33$; $b = 1,6$ – параметричні коефіцієнти.

Підставивши (4.7) у (4.6) отримаємо

$$V = C \alpha^{ob} (1 - e^{-km}) \quad (4.8)$$

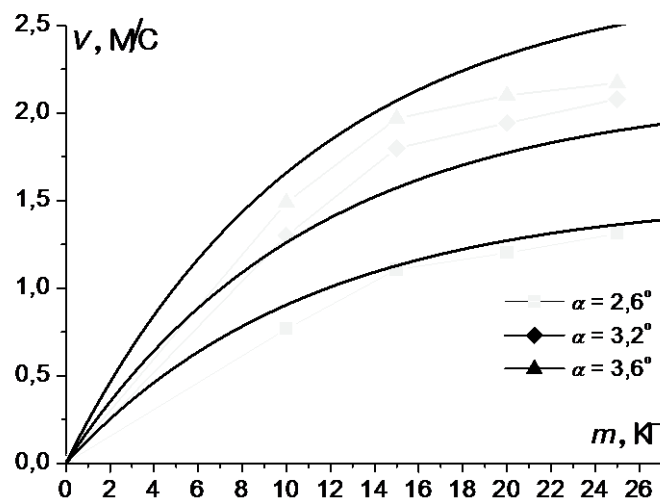


Рис. 4.14. Експериментальні та побудовані за формулою (4.7) криві зростання швидкості у залежності від маси та кута нахилу канатної дороги

Збіжність результатів, отриманих аналітичним шляхом та експериментально, є задовільною та характеризується відхиленням експериментальних значень від теоретичних в межах до 14 %.

4.6 Висновки

1. Приведені раціональні конструкторсько-технологічні показники канатного механізму переміщення вантажів та гвинтових опор піднімально-

транспортних лебідок для покращення роботи конструкції. Встановлено регресійні залежності, які дозволяють (залежно від вибраного варіанта) визначити швидкість переміщення вантажів та загвинчування гвинтових опор.

2. Встановлено, що швидкість механізму переміщення вантажу залежить від маси вантажу m , кута нахилу лінії канатної дороги α , град та довжини проходження механізму L . Отже, при збільшенні кута нахилу лінії канатної дороги α і маси вантажу m швидкість механізму переміщення вантажу зростає і досягає 2,2 м/с. Із аналізу графічних залежностей встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на значення V , є величина α , а найменш впливовим є L . Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $15 < m < 25$ (кг); $14 < L < 26$ (м); $2,60 < \alpha < 3,80$.

3. В результаті проведення експериментальних досліджень і оброблення цих результатів встановлено, що залежність швидкості руху механізму переміщення вантажів в межах 1,2...2,17 м/с та маси вантажу від 10...25 кг, кутів нахилу канатної лінії від 2,6...3,8°, в результаті лінійної апроксимації встановлено, що дана швидкість попадає в межі розрахункової моделі.

4. В результаті проведення експериментальних досліджень загвинчування гвинтової ПТЛ крутний момент знаходиться в межах від 30...80 Нм для ґрунтів дерну, чорнозему і піщаного ґрунту із абсолютною вологістю 10...45% співвідношення.

5. На основі перевірки адекватності експерименту збіжність результатів, отриманих аналітичним шляхом та експериментально, є задовільною та характеризується відхиленням експериментальних значень від теоретичних в межах до 14 %.

РОЗДІЛ V. ПРОЕКТУВАННЯ ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ КАНАТНОЇ СИСТЕМИ З ПРОФІЛЬНИМИ ГВИНТОВИМИ ОПОРАМИ

5.1 Розрахунок основних параметрів канатної системи для проведення експериментальних досліджень гвинтової лебідки

На основі проведених теоретичних досліджень нами розроблена методика розрахунку відповідальних та найбільш навантажених вузлів установки для загвинчування гвинтових лебідок.

1. Джерелом руху привода є електродвигун, а отже розрахунок необхідно проводити із вибору електродвигуна виходячи із необхідної потужності та умов експлуатації. Якщо потужність на вихідному валу приводу не задана, то її можна визначити за наступними параметрами:

- крутним моментом і кутовою швидкістю;
- крутним моментом і частотою обертання;
- тяговим зусиллям та швидкістю.

Для аналогічної конструкції установки головним є визначення потужності двигуна за тяговим зусиллям. Відповідно для цього можна використати наступну залежність [4]

$$N_B = \frac{F_t v}{1000}, \text{ кВт}; \quad (5.1)$$

де F_t – тягове зусилля на виході, Н;

v – швидкість загвинчування лебідки, м/с.

Швидкість загвинчування лебідки можна визначити за частотою обертання вихідної ланки приводу (шківа)

$$v = \frac{\pi D n_B}{60000}, \text{ м/с}; \quad (5.2)$$

де D – діаметр шківа, мм;

n_B – частота обертання шківа, об/хв.

Згідно рівностей (5.1) і (5.2) для визначення необхідної потужності двигуна можна використати формулу

$$N_B = \frac{F_t \pi D n_B}{6 \cdot 10^7}, \text{ кВт.} \quad (5.3)$$

За потужністю на вихідному валу визначають номінальну потужність електродвигуна [4]

$$N_\partial = N_B / \eta, \text{ кВт.} \quad (5.4)$$

Коефіцієнт корисної дії приводу η рівний

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_n, \quad (5.5)$$

де $\eta_1, \eta_2 \dots \eta_n$ – відповідно коефіцієнт окремих ланок кінематичного ланцюга приводу.

За отриманим значенням, користуючись співвідношенням $N_\partial \leq N$ із каталогу, вибирають відповідний двигун.

2. Наступним етапом розрахунку є визначення зусиль, що діють на канат.

2.1 Зокрема співвідношення сил натягів ведучої та веденої віток відносно блоку можна визначити за відомим рівнянням Ейлера для гнучкої нерозтяжної нитки, що ковзає по циліндричній поверхні [6]. Для цього достатньо розглянути відрізок троса, який знаходиться на шківі блоку і обмежений центральним кутом $d\varphi$ (рис.5.1). На даний відрізок тросу діють наступні сили: dN – нормальна реакція шківа; F – поточне значення натягу троса в перерізі положення якого визначає кут φ ; $F+dF$ – натяг троса в перерізі із координатою $\varphi+d\varphi$; $f dN$ – сила тертя на дану ділянку троса (f –

коефіцієнт тертя між тросом і шківом). Нехтуючи діаметром троса встановимо рівновагу даної ділянки троса

$$dN - F \sin(d\varphi/2) - (F + dF) \sin(d\varphi/2) = 0. \quad (5.6)$$

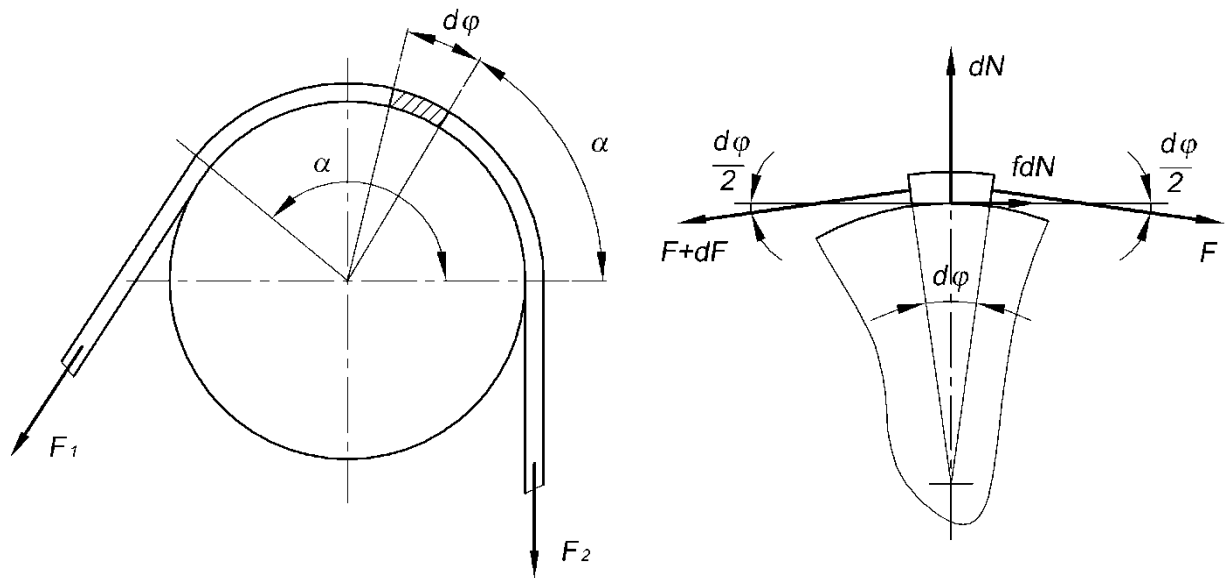


Рис. 5.1. Схема дії сил натягів ведучої та веденої віток троса відносно блоку

Після прикладання робочого навантаження зусилля у вітках каната змінюється і умову рівноваги шківів можна представити у вигляді

$$F_1 - F_2 - F_K = 0, \quad (5.7)$$

де F_1, F_2 – відповідно зусилля у вітках троса, Н;

F_K – колова сила на шківі, Н.

Відповідно напруження у вітках троса буде рівне

$$\sigma_t = (F_1 - F_2)/S, \text{ мПа}; \quad (5.8)$$

де S – площа перерізу троса, м^2 .

2.1 Рух троса по криволінійній траєкторії (шківі) зумовлює виникнення відцентрової сили, яка додатково навантажує каната. Для визначення натягу F_v троса від дії відцентрової сили виділимо елемент каната довжиною $dl =$

$rd\varphi$ (рис.5.2) та розглянемо рівновагу цього елемента. На даний елемент діє відцентрових сил

$$N_v = \rho S v^2 d\varphi, \quad (5.9)$$

де ρ – густина матеріалу троса, кг/м³;

v – швидкість обертання шківа, м/с.

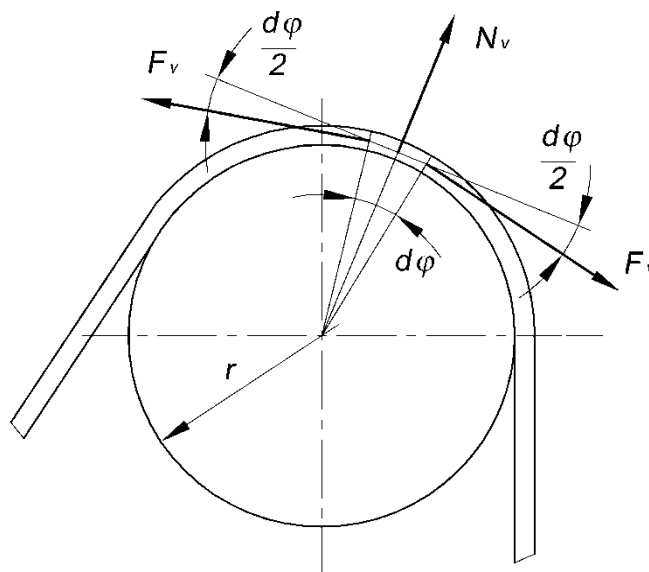


Рис. 5.2. Розрахункова схема для визначення натягу троса внаслідок дії відцентрової сили

Умова рівноваги буде наступною

$$N_v - 2F_v \sin(d\varphi/2) = 0. \quad (5.10)$$

Після відповідних перетворень отримаємо формулу для визначення додаткового натягу троса від дії відцентрової сили

$$F_v = \rho \pi r^2 v^2, \text{ Н.} \quad (5.11)$$

де r – радіус троса, м.

Напруження у поперечних перерізах троса від діє відцентрової сили буде рівне

$$\sigma_v = 10^{-6} \rho v^2, \text{ мПа.} \quad (5.12)$$

2.3 При огинанні шківів тросом в останньому виникають напруження згину, які можна розрахувати за формулою [6]

$$\sigma_{зг} = E(y_{\max} / R), \text{ мПа,} \quad (5.13)$$

де E – модуль пружності матеріалу троса, мПа.

Беручи до уваги, що радіус кривизни нейтрального шару троса $R \approx D/2$, де D – діаметр шківів, м., а відстань максимально віддалених точок перерізу каната від нейтрального шару $y_{\max} = d/2$, напруження згину у тросі рівні

$$\sigma_{зг} = Ed/D, \text{ мПа.} \quad (5.14)$$

3. Одним із найбільш навантажених елементів приводу є стержні болти, що утримують блок із шківом по якому переміщується трос. При розрахунках на міцність як правило визначають номінальний діаметр різьби болта, а його довжину приймають в залежності від з'єднуваних деталей. У робочому стані болт зазнає розтягувального зусилля від маси пробійника. Відповідно умова міцності є наступною

$$\sigma_p = mg / (\pi d_1^2 / 4) \leq [\sigma_p], \text{ мПа,} \quad (5.15)$$

де m – маса пробійника, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

d_1 – внутрішній діаметр різьби болта, м;

σ_p – допустиме напруження на розтяг болта, МПа.

Розрахунковий діаметр болта визначаються з залежності

$$d_1 = \sqrt{\frac{4mg}{\pi[\sigma_p]}}, \text{ м.} \quad (5.16)$$

4. Не менш важливим є параметр глибини загвинчування лебідки в ґрунт та навантаження на витки лебідки. Для цього можна використати теорію удару по без інерційним системам [6]. У нашому випадку є такі параметри як (рис. 5.3.): m – маса лебідки, кг; c – жорсткість опорної поверхні (ґрунту) Нм; v_0 – швидкість лебідки перед ударом, м/с; x – поточне значення змінання опорної поверхні (ґрунту), м. Приймаючи за момент першого контакту початок відліку часу для відображення наступного руху можна використати залежність

$$-cx - m\ddot{x} = 0. \quad (5.17)$$

Рішення рівності (5.17) має вигляд

$$x = \frac{v_0}{p} \sin pt, \quad (5.18)$$

де $p = \sqrt{c/m}$. Відповідно максимальне змінання ґрунту буде рівним

$$x_{\max} = v_0/p. \quad (5.19)$$

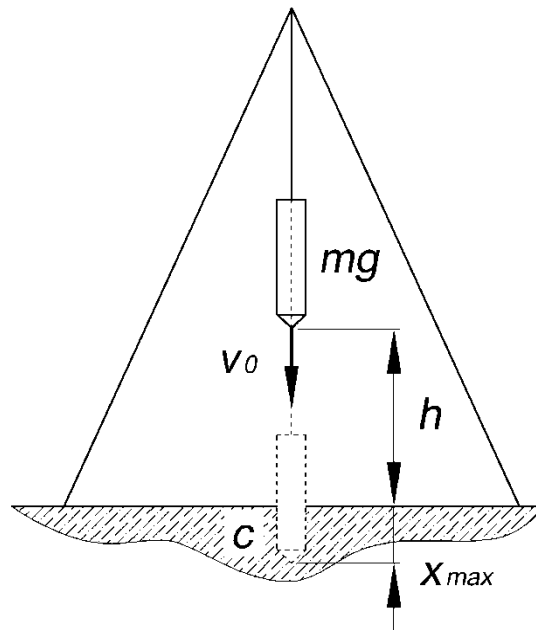


Рис. 5.3. Схема зминання опорної поверхні ґрунту внаслідок закручування лебідки

Необхідна сила для зминання ґрунту визначаються з залежності

$$F_{\max} = cx_{\max} = v_0 \sqrt{mc}. \quad (5.20)$$

Використовуючи рівняння енергій також можна розрахувати максимальне зминання ґрунту x_{\max} при загвинчуванні лебідки на певну довжину h . Робота, що виконує сила тяжіння лебідки від початку його загвинчування до моменту, коли його швидкість зводиться до нуля (максимальне зминання ґрунту), тобто вона переходить в потенціальну енергію $cx_{\max}/2$

$$A = mg(h + x_{\max}). \quad (5.21)$$

Відповідно залежність для визначення максимального зминання ґрунту матиме вигляд [6]

$$x_{\max} = \frac{mg}{c} + \sqrt{\left(\frac{mg}{c}\right)^2 + \frac{2mgh}{c}}. \quad (5.22)$$

На основі проведених розрахунків розроблена конструкція установки для загвинчування лебідки в ґрунт, яка реалізована з можливістю її подальшого впровадження в народне господарство.

5.2 Дослідження експлуатаційної надійності і довговічності тягових і вантажопідіймальних канатів

На основі аналізу багаторічних досліджень встановлено, що головними факторами, які визначають довговічність канатів є: відношення діаметра блоку до діаметра канату D/d_k , кількість перегинів канату на блоці – m , конструкція і запас міцності канату, кут охоплення канатом блоку, кут девіації, температура оточуючого середовища та ін.

Обробка результатів досліджень дозволила встановити, що довговічність тягових вантажопідіймальних канатів можна виразити емпіричними залежностями

канат ГОСТ 2688: $J = (3.38 + \frac{80.3}{Z}) * (D/d)^{0.08}$, тис. циклів;

канат ГОСТ 3077 $J = (5.72 + \frac{66}{Z}) * (D/d)^{0.12}$, тис. циклів;

де Z - число перегинів канату на блоках.

Залежності справедливі при запасі міцності $n \approx 3.0$;

$$10 \leq D/d \leq 30.$$

Згин канатів на блоках. Характер руйнування дротин тягових і вантажопідіймальних канатів свідчить про те, що основною причиною їх зносу є згинаючі напруження. В місці дотику пасм з блоком вісь канату отримує згин, який визначається діаметром блоку при кутах огинання більших за критичні.

Розрахункові формули для визначення нормальних напружень при згині виводяться із розрахунку плоского згину.

Рівняння пружної лінії канату можна представити, як і для стержня, у вигляді

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_{зг}}{B_k}, \quad (5.23)$$

де B_k - згинаюча жорсткість канату;

$M_{зг}$ - згинаючий момент.

Із рівняння (5.23) виходить що

$$M_{зг} = \frac{B_k}{\rho}, \quad (5.24)$$

приймавши $\rho = D/2$, можна записати

$$M_{зг} = \frac{2B_k}{D}.$$

Тоді напруження, що виникають в дротинах канату, при перегині його на блоку дорівнюють

$$\sigma_{зг} = \frac{2B_k \cdot y}{D \cdot J_0} \quad (5.25)$$

де y – віддаль від нейтральної осі до точки, де визначаються напруження, а максимальне значення визначається з залежності

$$\sigma_{max} = \frac{2B_k \cdot d_k}{2D \cdot J_0} = \frac{B_k \cdot d_k}{D \cdot J_0}. \quad (5.26)$$

Використовуючи залежність (5.24) для визначення B_k , після нескладних перетворень, отримаємо вираз для визначення напружень в канатах при їх перегині на блоці у вигляді

$$\sigma_{зг} = \frac{k_\varepsilon^2 \cdot \gamma \cdot T_p \cdot d_k}{D \cdot A_{мет}}, \quad (5.27)$$

Виразивши $A_{мет} = \gamma \cdot \frac{\pi d_k^2}{4}$, отримаємо:

$$\sigma_{зг} = \frac{4k_\varepsilon \cdot T_p}{D \cdot \pi \cdot d_k}. \quad (5.28)$$

Коефіцієнт жорсткості канату k_ϵ визначається із виразів (2...6) в залежності від типу канату та умов його роботи. Канат складається з окремих дротинок тому, при перегині його на блоці, в перерізі виникають різні згинаючі напруження, що приводять до зміщення окремих дротин і виникнення сил внутрішнього тертя, які і є причиною зносу як внутрішніх, так і зовнішніх дротин.

Для кутів огинання канатом блоку більших за критичні, контактні напруження в порівнянні з напруженнями згину незначні і складають не більше 10%, тому ними можна нехтувати.

Рекомендації для вибору канатів з умови довговічності. Аналіз результатів дослідження роботи канатної оснастки підвісних транспортних систем дозволив виявити основні фактори, що впливають на довговічність несучих, тягово-несучих, тягових і вантажопідіймальних канатів. Основні фактори зведені в таблиці 1.

Несучі канати повинні мати запас міцності $n = 2.0$, при $\frac{T}{V} \geq 40$.

Кращими із пасмових канатів з органічним осердям є канати ЛТР-ГОСТ 2688 і ЛКО ГОСТ 3077 з дротинами, що мають напруження розриву = 1600...1700 МПа. Твердість матеріалу ободу коліс вантажної каретки необхідно вибирати в межах $H_B = 210 \dots 240$.

Збільшення швидкості руху вантажної каретки не знижує експлуатаційність і довговічності канату, тому її слід обмежувати виходячи з забезпечення безпеки роботи установки. Висоту проміжних опор необхідно вибирати з врахуванням забезпечення мінімального кута підходу вантажної каретки до башмака опори. Граничне значення кута підходу не повинно перевищувати $3^\circ \dots 5^\circ$. Сплітання ділянки канату необхідно розміщувати в місцях з мінімальною інтенсивністю руху вантажної каретки.

Для тягових і вантажопідіймальних канатів також рекомендується пасмові канати ЛТР ГОСТ 2688 і ЛКО ГОСТ 3077 з $\sigma_B = 1900 \dots 2000$ МПа. Запас міцності таких канатів необхідно вибирати в межах $n=3.0 \dots 3.5$ з

врахуванням динамічних навантажень. Відношення діаметра блоку до діаметра канату для лісо транспортних установок рекомендується приймати в межах $15 \leq D/d \leq 20$. Радіус виточки канавки блоку приймається $R=(0.55...0.6) \cdot d_k$, поверхня жолоба повинна бути гладкою, без рифлень. Матеріал твердості жолоба блоку повинен складати $H_B = 330...400$.

Таблиця 5.1

Основні фактори, що впливають на довговічність канатів ПКУ

Тип канату	Тягові і вантажопідіймальні
Основні фактори	
1	Відношення діаметра блоку до діаметра канату, D/d
2	Запас міцності канату, n
3	Тип канату
4	Матеріал і форма ободу
5	Кут огинання канатом блоку
6	Віддаль між направляючими блоками
7	Число перегинів канату на блоках

В процесі експлуатації тяговий і вантажопідіймальний канат слід переміщувати на довжині для зміни їх робочої зони на віддаль, яка дорівнює 2.5...3 висотам опускання вантажу. Переміщення може здійснюватися за рахунок запасу канату створеного на лебідці.

Кут девіації канатів на блоках необхідно вибрати мінімальним $\alpha_d \leq 4...5^\circ$.

Тягово-несучі канати повинні характеризуватися мінімальною жорсткістю, тому для них рекомендують канати ГОСТ 2688 $\sigma_B = 1900...2000$ МПа. Для тягово-несучого канату коефіцієнт запасу міцності необхідно вибрати в межах $n=2.5...3.0$.

Границя довговічності канатів транспортних систем. В канатах підвісних транспортних установок найбільшими є напруження розтягу σ_p .

Однак зношення канатів обумовлюється знакозмінними нормальними та контактними напруженнями.

Внаслідок об'ємного напруженого стану матеріалу в центрі площадки контакту, при якому всі три стискаючі напруження практично однакові, матеріал може витримувати більший тиск. Згідно четвертої теорії міцності максимальні контактні напруження можуть приймати значення

$$\sigma_k = 5\sigma_m.$$

$$\sigma_{max}^e = \sigma_p + \sigma_{зг} + 0.2\sigma_k; \quad (5.29)$$

$$\sigma_{min}^e = \sigma_p - \sigma_{зг}^{3B}. \quad (5.30)$$

Як відомо із класичних досліджень матеріалів на втому, при симетричному циклі границя довговічності для сталі може бути представлена через граничні напруження

$$\sigma_{-1}^{3B} = 0.4\sigma_B. \quad (5.31)$$

Для матеріалу дротин канату характерний несиметричний цикл, коефіцієнт асиметрії якого можна визначити з залежності

$$R = \frac{\sigma_{max}^e}{\sigma_{min}^e}. \quad (5.32)$$

Коефіцієнт асиметрії змінюється в границях $-1 \leq R \leq 1$.

Граничні напруження за довговічністю для сталених канатів можна представити залежністю

$$\sigma_{-1}^{згк} = \frac{0.4\sigma_B}{K_k}, \quad (5.33)$$

де K_k - коефіцієнт зміни граничних напружень.

Оцінка опору матеріалів повторно перемінним напруженням показала, що між коефіцієнтом K_k і коефіцієнтом асиметрії існує залежність, яку можна представити рівнянням

$$k = \sqrt{1 - \frac{(R+1)^2}{4}}. \quad (5.34)$$

При $R = -1$; $k=1$ і $\sigma_{-1}^{з\Gamma k}$ приймають найменше значення, ми спостерігаємо симетричний цикл. При $R=1$ спостерігається випадок постійного навантаження, тобто $\sigma_{min}^e = \sigma_{max}^e$. В такому випадку зношування канату буде відбуватися за рахунок старіння та корозії металу.

Для забезпечення ефективної роботи і високої довговічності канату необхідно виконувати умову

$$\sigma_{max}^e \leq \sigma_{-1}^{з\Gamma k}. \quad (5.35)$$

Аналізуючи роботу дротин канату на малій ділянці, можна допустити, що

$$\begin{cases} \sigma_{max}^e = \sigma_p + \sigma_{з\Gamma} + 0.5\sigma_k; \\ \sigma_{min}^e = \sigma_p - \sigma_{з\Gamma} - 0.5\sigma_k; \end{cases} \quad (5.36)$$

де σ_p - напруження розтягу в канаті;

$\sigma_{з\Gamma}$ - згинаючі напруження дротин канату;

σ_k - контактні напруження, які виникають в дротинах канату.

Визначивши напруження в канаті транспортних систем можна судити про їх ресурс роботи.

5.3. Комп'ютерне моделювання для вибору раціональних конструктивних параметрів профільної гвинтової опори

За допомогою пакету прикладних програм було створено комп'ютерну модель профільної гвинтової опори. Загальний вигляд моделі та позначення для подальших розрахунків представлено на рис. 5.4.

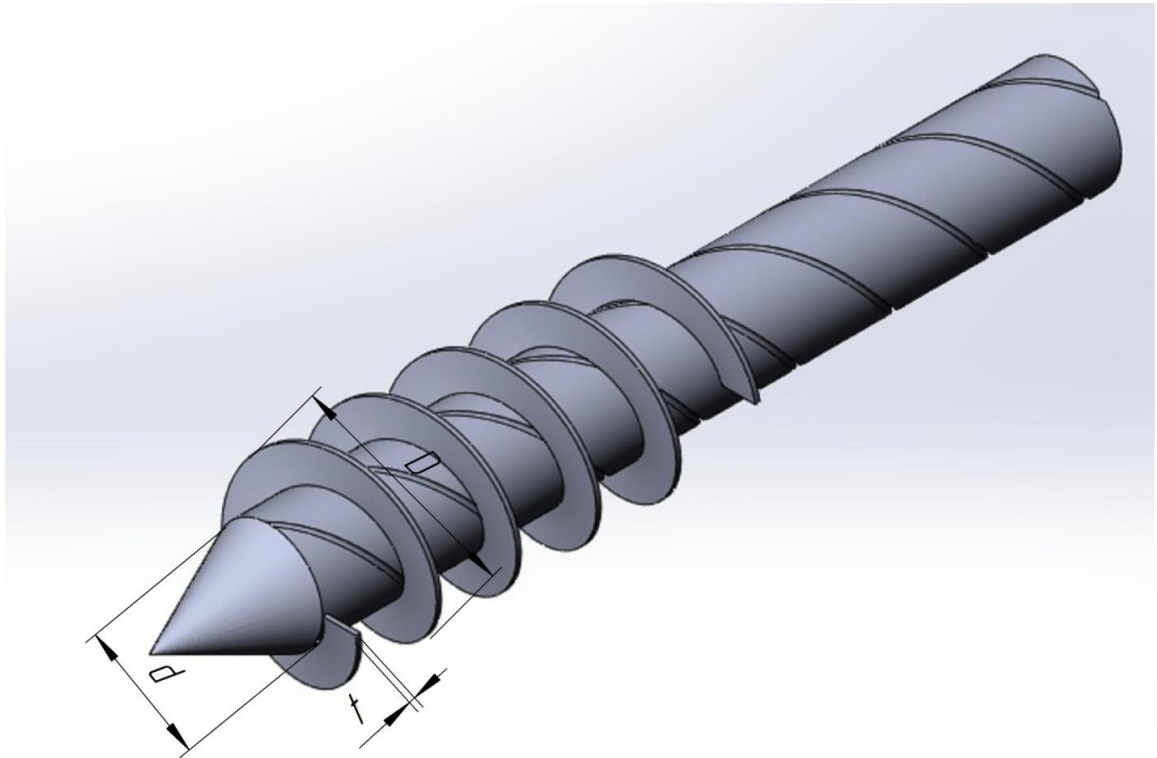


Рис. 5.4. Модель профільної гвинтової опори

Для розрахунку зусилля навантаження та отримання відповідних графічних залежностей від прикладеної сили було проведено моделювання відповідних умов досліду. Один елемент жорстко закріплювали (на рис.5.5 показано з лівої сторони), а до іншого прикладали осьове зусилля (показано з правої сторони). Змінними були наступні параметри: товщина гвинтової спіралі t ; зовнішній діаметр профільної труби; прикладене осьове зусилля P .

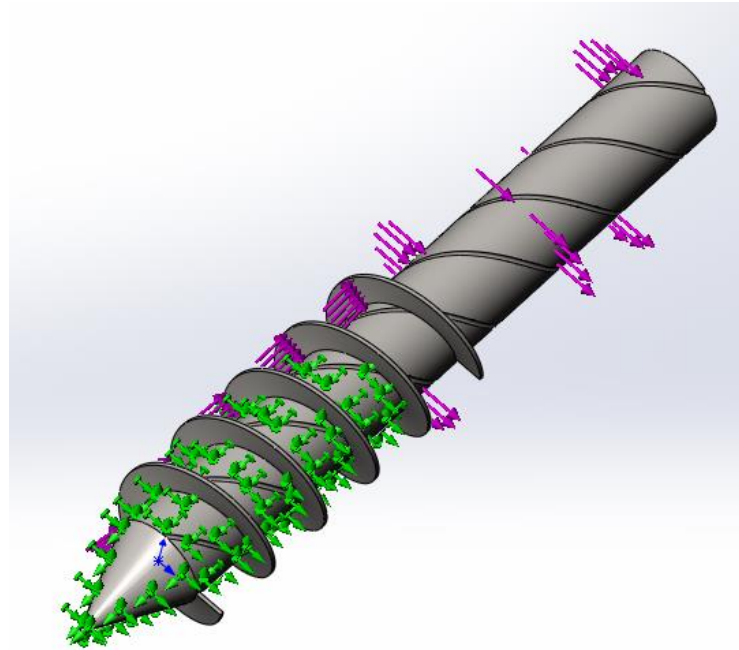


Рис. 5.5. Модель профільної гвинтової опори з прикладеним до неї навантаженням

Далі у вікні програми отримували графічне відображення переміщення компонентів профільної гвинтової опори (рис. 5.6), напруження компонентів профільної гвинтової опори (рис. 5.7) та деформації профільної гвинтової опори (рис. 5.8) під дією прикладеного осьового зусилля.

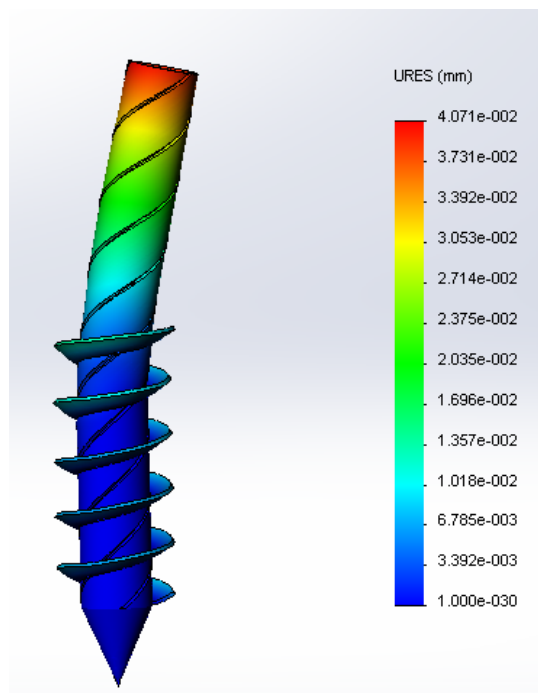


Рис. 5.6. Переміщення компонентів профільної гвинтової опори під дією осьового зусилля

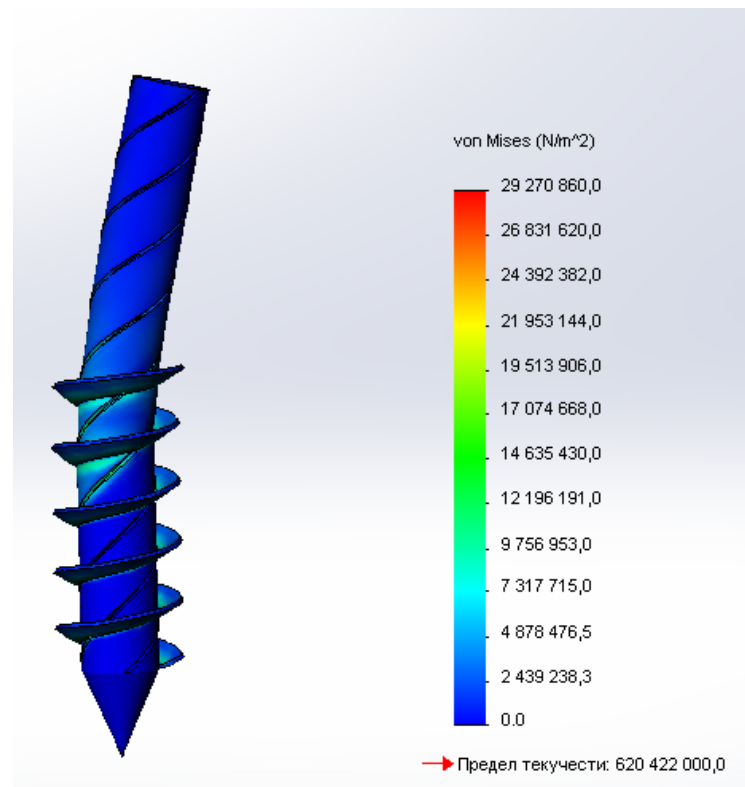


Рис. 5.7. Напруження компонентів профільної гвинтової опори під дією
осьового зусилля

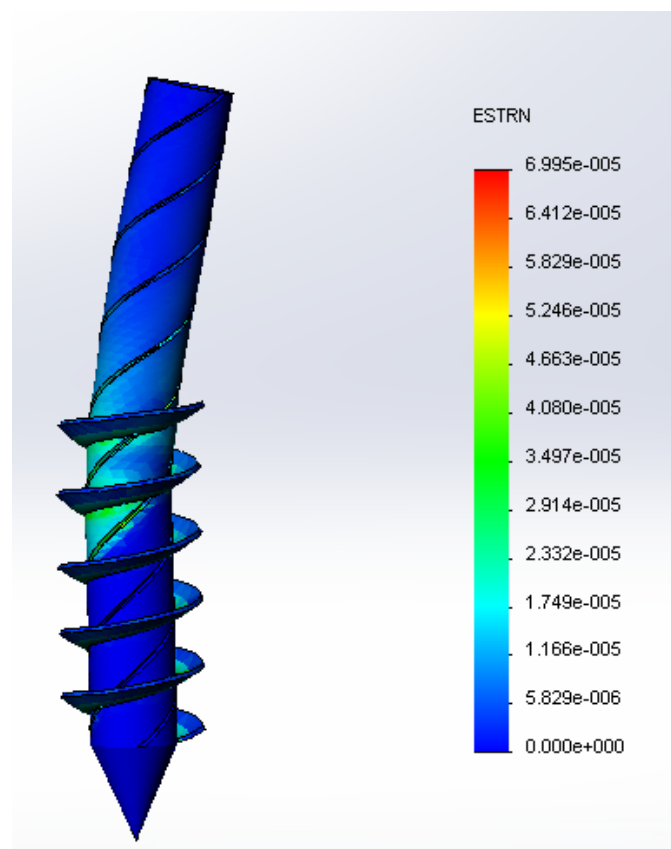


Рис. 5.8. Деформації компонентів профільної гвинтової опори під дією
осьового зусилля

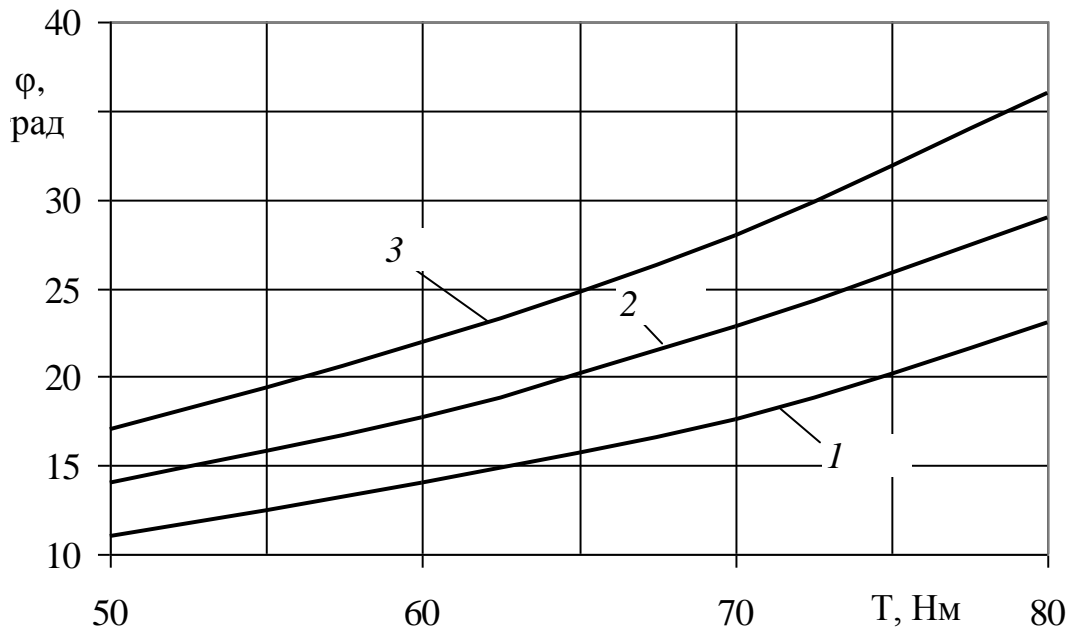


Рис. 5.9. Графічні залежності осьового зусилля профільної гвинтової опори T від зміни діаметра профільної гвинтової опори: 1 – $d = 80$ мм, 2 – $d = 100$ мм, 3 – $d = 120$ мм.

Як видно із залежностей, при збільшенні товщини гвинтової спіралі зростає максимальне осьове зусилля яке може сприйняти профільна опора.

Умови комп'ютерного моделювання є близькими до експериментального дослідження, описаного у підрозділі 3.3.

Порівняння отриманих результатів дозволяє зробити висновок про подібність отриманих значень та побудованих на їх основі відповідних графічних залежностей. Різниця між розрахунковими та експериментальними значеннями коливається в межах 8...16%.

5.4 Техніко-економічне обґрунтування вибору гвинтових профільних опор піднімально-транспортних машин

У всьому великому комплексі підйомної техніки для механізації будь-якого виробництва піднімально-транспортні машини та опори посідають одне з перших місць. Вони виконують функції піднімання та

транспортування вантажів на підприємствах в усіх галузях промисловості. Опори застосовують для кріплення вантажопідіймальних механізмів, лебідок та поліспастів. Матеріалом для їхнього виготовлення служать бетон, а також метал.

Бетонні опори виготовляють у вигляді масивних вкопаних в землю паралелепіпедів, розрахованих на стійкість при перекиданні і зсуві. Характеристики даної конструкції дозволяють використовувати їх в якості опор для підйально-транспортних механізмів.

Собівартість виготовлення та встановлення такої опори буде

$$C_{\bar{o}} = C_{\bar{o}_1} + C_{\bar{o}_2}, \quad (5.38)$$

де $C_{\bar{o}_1}$ – собівартість бетону, м^3 ;

$C_{\bar{o}_2}$ – собівартість викопування траншеї

$$C_{\bar{o}_1} = V_{\text{опори}} \cdot T, \quad (5.39)$$

де $V_{\text{опори}}$ – об'єм бетонної опори;

T – собівартість м^3 бетону, $T = 1500 \text{ грн} / \text{м}^3$.

$$V_{\text{опори}} = a \cdot b \cdot h, \quad (5.40)$$

де a, b, h – довжина, ширина та висота опори.

$$V_{\text{опори}} = 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1,5 = 2,16 \text{ м}^3.$$

$$C_{\bar{o}_2} = a_1 \cdot b_1 \cdot h_1 \cdot p, \quad (5.41)$$

де a_1, b_1, h_1 – довжина, ширина та висота траншеї;

p – собівартість м^3 виконання траншеї, $p = 70 \text{ грн}$

$$C_{\delta_1} = 2,16 \cdot 1500 = 3240 \text{ грн.}$$

$$C_{\delta_2} = 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot 70 = 151,2 \text{ грн.}$$

$$C_{\delta} = 3240 + 151,2 = 3391,2 \text{ грн.}$$

Профільні гвинтові опори являють собою сталеву трубу, на нижній частині якої приварені спеціальні ріжучі лопаті, що нагадують гвинт, за рахунок чого паля буквально вкручується в землю. Такі опори застосовують в якості фундаментів високовольтних ліній, опор мостів і госп-будівель та піднімально-транспортних машин.

Форма гвинта виготовлена таким чином, що при закручуванні вона не розпушує ґрунт, а навпаки – ущільнює його. Гвинтові опори до 2,5 м можна закручувати ручним способом без застосування важкої техніки.

Собівартість виготовлення та встановлення профільної гвинтової опори буде

$$C_z = C_{z_1} + C_{z_2}, \quad (5.42)$$

де C_{z_1} – собівартість виготовлення гвинтової опори, м³;

C_{z_2} – собівартість встановлення, $C_{z_2} = 350 \text{ грн.}$

$$C_{z_1} = (B \cdot l + K) \cdot q, \quad (5.43)$$

де B – собівартість виготовлення профільної труби, грн;

l – довжина профільної труби, м;

K – собівартість гвинтової спіралі, грн.;

q – коефіцієнт, який враховує затрати на виготовлення, $q = 1,2..1,5$,
приймаємо $q = 1,3$.

$$C_{z_1} = (600 \cdot 2,5 + 150) \cdot 1,3 = 2145 \text{ грн.}$$

$$C_2 = 2145 + 350 = 2495 \text{ грн.}$$

Провівши порівняння різних типів опор визначимо економічний ефект від використання профільних гвинтових опор.

Отже економічний ефект в порівнянні профільних гвинтових опор із бетонними складає 896,2 грн.

Крім цього до позитивних моментів гвинтових профільних опор відноситься наступне:

- швидкий монтаж і демонтаж при заміні об'єкта виробництва.
- мінімальна собівартість заміни опор при мінімальних затратах.
- мінімальна трудомісткість при їх заміні.
- невеликі габаритні розміри і відповідно площа для їх встановлення.

5.5 Висновки

1. На підставі результатів досліджень наведено спрощені аналітичні залежності для вибору конструктивних параметрів профільної гвинтової опори. Запропонована методика дає можливість послідовно провести інженерно технологічні розрахунки основних конструктивно-енергетичних параметрів розробленої установки для загвинчування лебідки в ґрунт і може мати практичне використання для проектування аналогічних пристроїв.

2. Досліджено вплив основних факторів, які впливають на експлуатаційну надійність і довговічність каната та виведені аналітичні залежності для визначення напруження в канаті. Розроблено рекомендації щодо вибору канатів за умови експлуатаційної надійності і довговічність.

3. Для вибору раціональних конструктивних параметрів компонентів профільної гвинтової опори проведено комп'ютерне моделювання впливу силових навантажень на відповідні деформації в залежності від умов їх експлуатації. Порівняння результатів комп'ютерного моделювання з отриманими експериментальними даними показало, що різниця між відповідними значеннями коливається в межах 8...16%.

4. Проведені виробничі випробування свідчать про доцільність застосування таких типів транспортних систем з профільними гвинтовими опорами при їх роботі із різними видами вантажів.

Розрахунковий економічний ефект при впровадженні однієї гвинтової опори складає близько 896,2 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В дисертаційній роботі наведено теоретичне та практичне узагальнення й нове вирішення завдання дослідження параметрів і режимів роботи КС із профільними гвинтовими опорами підвищеної навантажувальної здатності. Це дозволяє забезпечити підвищення навантажувальної здатності КС й розширення її технологічних можливостей.

2. Теоретично обґрунтовано роботу канатних підвісних пристроїв при переміщенні вантажів нахиленими канатними дорогами. Виведено аналітичні залежності для визначення величини прогину канату і величини тягового зусилля, прикладеного до каретки, а також визначено кінематичні й силові параметри канатного механізму. Встановлено що раціональні значення величини тягового зусилля, яке впливає на вибір елементів механізму, а саме, на довжину траси l і кут її нахилу α знаходиться в межах 0,4...0,7% ваги вантажу.

3. Досліджено лінійні коливання канатної системи під час завантаження її вантажем, виведено диференціальні рівняння відносних коливань системи за допомогою рівняння Лагранжа другого роду, і проведено їх розв'язок із застосуванням програми чисельного методу Рунге-Кутта. Встановлено, що лінійна деформація каната в часі зменшується і процес переміщення вантажів стабілізується із зменшенням амплітуди коливань з поступовим наближенням динамічних деформацій канату до його статичних деформацій. Зокрема, протягом 5 с амплітуда коливання каната в поздовжньому напрямку зменшується із 0,003 м. до 0,001 м, що суттєво знижує динамічні навантаження на канат. Кутова деформація елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт у часі в 3 рази вища, ніж кутова деформації вала між двигуном та ведучою півмуфтою й досягає $6 \cdot 10^{-5}$ рад., що знаходиться в допустимих межах.

4. Досліджено динаміку розвантаження вантажу із ковша канатної системи, виведено диференціальне рівняння на основі рівняння Лагранжа

другого роду з його розв'язанням із використанням чисельного методу Рунге-Кутта. Встановлено, що зміна лінійної вертикальної деформації ковша перевищує зміну лінійної горизонтальної деформації ковша в часі й досягає 0,028 м за рахунок меншого приведеного коефіцієнта жорсткості несучого канату порівняно із приведеним коефіцієнтом жорсткості вивантажувального каната.

5. Вперше обґрунтовано параметри канатної системи з профільними гвинтовими опорами. При цьому виведено аналітичні залежності для визначення силових параметрів, осьового моменту інерції, зусилля згину профільної гвинтової опори. Встановлено раціональні параметри кута нахилу канатів, який доцільно вибирати в межах $2,6 \dots 3,8^\circ$, навантажувальна здатність КС з профільними гвинтовими опорами становить 5000...30000 Н, діаметри профільних опор доцільно вибирати в межах 80...120 мм, глибину загвинчування 400...800 мм, швидкість переміщення вантажу – в межах 2,2 м/с, при вологості ґрунту 15...45%.

6. Спроековано й виготовлено канатний механізм для переміщення вантажів із гвинтовими профільними опорами і стенд для дослідження навантажувальних характеристик профільних гвинтових опор з використанням частотного перетворювача Altivar 71. Параметри канатного механізму: відстань між опорами 30 м, висота передньої опори 3 м, а задньої – 2,5 м. Зміна маси вантажу – до 100 кг. Механізм оснащений електричним приводом, обмежувачем швидкості й храповим механізмом.

7. Наведено результати експериментальних досліджень окремих серій експериментів. У першій серії дослідів визначали кінематичні й силові характеристики переміщення вантажів канатним механізмом залежно від маси вантажу, довжини траси, часу переміщення і кута нахилу траси встановлено, що оптимальний кут нахилу траси становить $2,6 - 3,8^\circ$. У другій серії дослідів визначали силу натягу каната залежно від зовнішнього діаметра гвинтової опори, її глибини загвинчування та вологості ґрунту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адамовский Н.Г. Оптимальные режимы нагружения несущих канатов подвесных лесотранспортных установок с учетом приведенной жесткости системы: автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук: спец. 05.06.02 «Машины и механизмы лесозаготовки, лесного хозяйства» / Н.Г. Адамовский. – Львов, 1984. – 24 с.
2. Адамовський М.Г. Підвісні канатні лісотransпортні системи / М.Г. Адамовський, М.П. Мартинців, Й.С. Бадера. – Київ: ІЗМН, 1997. – 156 с.
3. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
4. Байцар Р. Класифікація пасажирських підвісних канатних доріг та показники їх якості / Р. Байцар, І. Рогова // Вимірювальна техніка та метрологія. – 2003. – № 62. – С. 105-110.
5. Белая Н.М. Канатные лесотранспортные установки / Н.М. Белая, А.Г. Прохоренко. – Москва: Лесная промышленность, 1964. – 299 с. (4)
6. Белая Н.М. Основы расчета несущих канатов / Н.М. Белая // Стальные канаты. – 1965. – № 2. – С. 139-144.
7. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины. -М.: Машиностроение, 1989. -536с.
8. Василенко П.М. О методике механико-математических изысканий при разработке проблем сельскохозяйственной техники. -М.: БТИ ГОСНИТИ, 1962.-230с.
9. Визначення параметрів піднімально-транспортної лебідки з використанням фрикційної запобіжної муфти / Б.М. Гевко, Р.В. Комар, С.Л. Мельничук, Т.С. Дубиняк // Міжвузівський збірник «Наукові

нотатки» Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2016. – Вип. 53. – С. 32-36.

10. Груйич М. К вопросу о выборе стальных канатов горных подвесных канатных дорог / М. Груйич, Д. Кузманович, М. Игнатович // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2006. – № 4. – С. 384-387

11. Денищенко А.В. Динамика пуска канатной напочвенной дороги / А. В. Денищенко // Вибрации в технике и технологиях. – 2002. – № 19(22). – С. 39-41.

12. Денищенко А.В. Динамика торможения канатной дороги [Электронный ресурс] / А.В. Денищенко // Международная научно-практическая конференция «Современные научные достижения – 2007». – Режим доступа: http://www.rusnauka.com/2._SND_2007/Tecnic/19051.doc.htm

13. Денищенко А.В. Шахтные канатные дороги / А.В. Денищенко. – Днепропетровск: Национальный горный ун-т, 2011. – 160 с.

14. Денищенко О.В. Динаміка приводу канатної дороги / О.В. Денищенко // Науковий вісник НГУ. – 2006. – № 12. – С. 51-55.

15. Денищенко О.В. Обґрунтування параметрів та технологічних схем застосування канатних надґрунтових доріг під час проведення гірничих виробок: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.06 «Гірничі машини» / О.В. Денищенко. – Дніпропетровськ, 1999. – 14 с.

16. Динамічна модель роботи піднімально-транспортної лебідки / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, В.М. Клендій, С.Л. Мельничук // Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади». – Луцьк, 2016 – Вип. № 9(2). – С. 7-12.

17. Дослідження кінематики вантажу у середньошвидкісному гвинтовому конвеєрі-змішувачі із осьовим коливанням шнека / А.Є. Дячун, Р.І. Чвартацький, С.Л. Мельничук, О.П. Маруніч // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». – Вінниця, 2017. – № 1(96). – С. 181-186.

18. Дослідження лінійних коливань канатної системи під час завантаження / Б.М. Гевко, С.Л. Мельничук, С.Г. Білик, В.І. Диня // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». – Вінниця, 2016. – № 1(93). – С. 5-9.

19. Дослідження швидкості обертання кожуха гвинтового конвеєра / А.Є. Дячун, С.Л. Мельничук, А.Р. Вар'ян, В.З. Сай // XX наукова конференція ТНТУ ім. І. Пулюя, 17-18 травня. – Тернопіль, 2017. – С. 22.

20. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны / А.И. Дукельский. – Москва: Машиностроение, 1966. – 484 с.

21. Душинський В.В. Основи наукових досліджень. Теорія і практикум з програмним забезпеченням / В.В. Душинський. – К.: НТУУ “КПІ”, 1998. – 408 с.

22. Зажигаяев Л.С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л.С. Зажигаяев, А.А. Кишьян, Ю.И. Романиков. – М.: Атомиздат, 1978. – 258 с.

23. Земсков А.Н. Особенности применения грузовых подвесных дорог на открытых горных работах / А.Н. Земсков, И.Г. Полетаев // Горная промышленность. – 2004. – № 5. – С. 30-33.

24. Земсков А.Н. Перспективы использования грузовых подвесных канатных дорог / А.Н. Земсков, И.Г. Полетаев // Горная промышленность. – 2004. – № 2. – С. 32-38.

25. Зенков Р.Л. Бункерные устройства. -М.: Машиностроение, 1972. -182с.

26. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов. -М.: Машиностроение, 1973. -220с
27. Зенков Р.Л., Иванков Н.И., Колобов Л.И. Машины непрерывного транспорта.- М.: Машиностроение, 1987. -320с.
28. Зуев Ф.Г., Лотков Н.А., Полухин А.И. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий. - М.: Колос, 1978. - 264 с.
29. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин. -К.: Выща школа. -1988. -426с.
30. Каряченко Н.В. К вопросу об исследовании динамики канатов грузо-транспортирующих устройств с подвижной инерционной нагрузкой [Электронный ресурс] / Н.В. Каряченко // Международная научно- практическая конференция «Ключевые проблемы современной науки 2012». – Режим доступа: http://www.rusnauka.com/12_KPSN_2012/Tecnic/2_108480.doc.htm
31. Качурин В.К. Теория висячих систем / В.К. Качурин. – Москва: Гос. изд-во литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1962. – 224 с.
32. Кинжибалов А.В. Повышение безопасности пассажирских канатных дорог на основе оценки риска и резервирования привода: автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / А.В. Кинжибалов. – Новочеркасск, 2008. – 24 с.
33. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. Для научных работников и инженеров. М., "Наука", 1978 г., 832 с.
34. Корнеев Г.В. Транспортёры и элеваторы сельскохозяйственного назначения. -М.: Машиностроение, 1961. -248с.
35. Королева среди подвесных канатных дорог: мощная и надежная [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.doppelmayr.com>

[/ru/produkcija/trehkanatnye-dorogi-tipa-3s/](#)

36. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах.- К.: Техника, 1970.- 253с.

37. Куроп'ятник О.С. Особливості визначення тягового зусилля приводу маятникової підвісної канатної дороги / О.С. Куроп'ятник // Материалы 70 Международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта» (посвящается 80-летию ДИИТа). – Днепропетровск: Днепропетр. нац. ун-т железнодорож. трансп. им. акад. В. Лазаряна, 2010. – С. 32-33.

38. Куроп'ятник О.С. Поліпшення профілю підвісної канатної дороги маятникового типу / О.С. Куроп'ятник // Materiály VIII Mezinárodní vědecko-praktická konference «Dny vědy – 2012». Díl 90 «Technické vědy». – Praha: Publishing House «Education and Science» s.r.o., 2012. – Pp. 56–58.

39. Куроп'ятник О.С. Розробка профілю підвісної канатної дороги з урахуванням діаграм окружних зусиль / О.С. Куроп'ятник // Тези доповідей 72 Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту». – Дніпропетровськ: Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2012. – С. 123-124.

40. Куропятник А.С. Расчет несущих канатов многопролетных маятниковых подвесных дорог [Электронный ресурс] / А.С. Куропятник // Материалы VI Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы современных наук» – Режим доступа: http://www.rusnauka.com/Page_ru.htm

41. Лепеха О.Г. Аналіз напруженого стану несучих канатів підвісних транспортних систем [Електронний ресурс] / О.Г. Лепеха. – Режим доступу: http://base.dnsgb.com.ua/files/journal/Lisove-gospodarstvo-l-p-d-promyslovist/2004_29/91_Lepecha_LG_29.pdf

42. Лепеха О.Г. Імітаційне моделювання роботи несучих канатів підвісних систем / О.Г. Лепеха // Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість: міжвідомчий науково-технічний збірник. – Львів: УкрДЛТУ, 2003. – № 28. – С. 68-76.
43. Лютий Є.М. Визначення силових параметрів і геометричних характеристик кривої прогину каната у виді ланцюгової лінії / Є.М. Лютий, Л.О. Тисовський, І.М. Рудько // Вісник Східноукраїнського НУ ім. Володимира Даля. – Луганськ, 2003. – № 12(70). – С. 184-192. (40)
44. Лютий Є.М. Статичний розрахунок канатів спарених підвісних систем, завантажених власною вагою / Є.М. Лютий, Л.О. Тисовський // Науковий вісник НЛТУ України. – 2008. – № 18.5. – С. 57-61.
45. Ляшук О.Л. Коливання канатів гнучких конвеєрів для транспортування насипних вантажів / О.Л. Ляшук // Науковий вісник НЛТУ України. – 2010. – № 20.10. – С. 84-88.
46. Ляшук О.Л. Теоретичне дослідження підвісних механізмів піднімально-транспортних лебідок / О.Л. Ляшук, О.А. Колесник, С.Л. Мельничук // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки» Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2016. – Вип. 53. – С. 97-101.
47. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотransпортних установок / М.П. Мартинців. – Київ: Ясмина, 1996. – 175 с.
48. Мартинців М.П. Теоретичні основи розробки несучих і тягових канатних систем: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.02.02 «Машинознавство» / М.П. Мартинців. – Львів, 2011. – 22 с.
49. Математическая теория оптимальных процессов /Пентрегин Л.С., Болтенский В.Г., Гамирелидзе Е.Ф. и др. -М.: Наука, 1969. -231с.
50. Матіїшин М.В. Засоби підвищення довговічності та безпеки

роботи канатних лісотransпортних систем: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / М.В. Матіїшин. – Хмельницький, 2007. – 32 с.

51. Мельничук С.Л. Гвинтові конвеєри з ефективними завантажувальними механізмами / С.Л. Мельничук // Інноваційні розробки студентів та молодих науковців в галузі технічного сервісу машин Матеріали III Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції навчально-наукового інституту технічного сервісу. – Харків, 2016. – С. 90.

52. Мельничук С.Л. Дослідження динаміки розвантаження сапропелю із ковша канатної установки / С.Л. Мельничук // Матеріали III Всеукраїнської науково-практичної інтернет конференції навчально-наукового інституту технічного сервісу Харківського нац. техн. у-тету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків, 2016. – С. 91.

53. Мельничук С.Л. Канатна установка для добування сапропелю / С.Л. Мельничук, Б.М. Гевко // XIX наукова конференція ТНТУ ім. І. Пулюя, 18-19 травня. – Тернопіль, 2016. – С. 29-30.

54. Мельничук С.Л. Канатний механізм для переміщення вантажів / С.Л. Мельничук // XVI ММНТК «Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво», 26-29 жовтня. – Суми, 2016. – С. 48-50.

55. Мельничук С.Л. Обґрунтування параметрів лебідки переносної з підвищеною навантажувальною здатністю / С.Л. Мельничук, О.Л. Колесник // Всеукраїнський науково-технічний журнал «техніка, енергетика, транспорт АПК». – Вінниця, 2016. – № 1(93). – С. 10-13.

56. Мельничук С.Л. Обґрунтування параметрів лебідки переносної навантажувальної здатності / С.Л. Мельничук // Збірник тез доповідей IV Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та

студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 25-26 листопада. – Тернопіль, 2015. – Том 1. – С. 116-117.

57. Мельничук С.Л. Область використання піднімально-транспортних лебідок в народному господарстві держави / С.Л. Мельничук, Т.Б. Пиндус // Актуальні задачі сучасних технологій: збірник тез доповідей V Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів, 17-18 листопада. – Тернопіль, 2016. – Т.1. – С. 277-278.

58. Мельничук С.Л. Установка для дослідження силових і конструктивних параметрів канатних механізмів / С.Л. Мельничук, В.М. Клендій // Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини» Луцького національного технічного університету. – Луцьк, 2015. – Вип. 34. С. 59-66.

59. Методика проектування гвинтових робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів / Б.М. Гевко, В.М. Клендій, Т.Д. Навроцька, С.Л. Мельничук // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». – Вінниця, 2017. – № 1(96). – С. 176-180.

60. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник /О.М.Царенко, Д.Г.Войтюк, М.В. Швайко та інші; За ред. С.С. Яцуна – К.: Мета, 2003. – 448с.

61. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів/ Г.А.Хайліс, А.Ю.Горбовий, З.О.Горошко та інші. – Луцьк: Ред-вид. Відділ ДЛТУ, 1998. –268с.

62. Науково-прикладні основи проектування піднімально-транспортних лебідок підвищеної навантажувальної здатності з гвинтовими опорами / Б.М. Гевко, О.А. Колесник, М.М. Марчук, В.М. Клендій, С.Л. Мельничук. – Рівне, 2016. – 196 с.

63. Нейец Й. Городские канатные дороги / Й. Нейец // Международ- ное обозрение по канатному транспорту. Русский

спецвыпуск – октябрь 2011. – С. 6–18.

64. Немцов П.А. Применение канатных напочвенных дорог при проведении выработок / П.А. Немцов, А.В. Денищенко, С.В. Федоренко // Уголь Украины. – 1987. – № 10. – С. 33-34.

65. Обґрунтування параметрів лебідки переносної підвищеної навантажувальної здатності / Б.М. Гевко, О.П. Скиба, О.А. Колесник, С.Л. Мельничук // Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини» Луцького національного технічного університету. – Луцьк, 2015.– Вип.33. – С. 52-57.

66. Обґрунтування параметрів піднімально-транспортних лебідок / О.А. Колесник, О.Я. Гурик, А.І. Пік, В.М. Клендій, С.Л. Мельничук. – Луцьк: Наукові нотатки, 2017. – С. 88-93.

67. Олехнович А.И. Рациональные области применения пассажирских канатных дорог как средства городского транспорта / А.И. Олехнович // Труды ВНИИПТМАШ. Исследования канатных дорог. – 1969. – № 1. – С. 3-43.

68. Особливості конструкцій шнекових механізмів для добування сапропелів / Б.М. Гевко, В.М. Клендій, С.Л. Мельничук, М.Д. Радик. – Луцьк: Наукові нотатки, 2017. – С. 57-60.

69. Особливості розрахунку систем із рухомим тяговонесним канатом / М.П. Мартинців, М.Г. Адамовський, В.В. Бариляк, Б. В. Сологуб // Науковий вісник НЛТУ України: зб. наук.-техн. праць. – Львів: РВВ НЛТУ України, 2009. – № 19.8. – С. 146-152.

70. Пат. № 108172 Україна, МПК В65G 33/08 (2006.01). Стенд для дослідження характеристик опор гвинтових лебідок. / заявники: Марчук М.М., Кондратюк О.М., Марчук Н.М., Гевко Іг.Б., Мельничук С.Л.; патентовласник Марчук М.М., Кондратюк О.М., Марчук Н.М., Гевко Іг.Б., Мельничук С.Л. – № u2015 12118; заявл. 07.12.2015; опубл. 11.07.2016, Бюл. № 13 – 4 с.

71. Пат. № 112511 Україна, МПК В65G 33/08 (2006.01). Гнучкий вал / заявники: Дячун А.Є., Комар Р.В., Клендій В.М., Мельничук С.Л., Гудь В.З.; патентовласник Дячун А.Є., Комар Р.В., Клендій В.М., Мельничук С.Л., Гудь В.З. – № u201604729; заявл. 28.04.2016; опубл. 26.12.2016, Бюл. № 24. – 4 с.

72. Пат. № 112544 Україна, МПК В65G 25/00 (2006.01). Канатна установка для видобування сапропелів / заявники: Гевко Б.М., Дячун А.Є., Мельничук С.Л., Клендій В.М., Довбиш А.П.; патентовласник Гевко Б.М., Дячун А.Є., Мельничук С.Л., Клендій В.М., Довбиш А.П. – № u201605417; заявл. 19.05.2016; опубл. 26.12.2016, Бюл. №24. – 4 с.

73. Пат. № 112545 Україна, МПК В21F 35/00 (2006.01). Пристрій для формування гвинтових пружних елементів на крок / заявники: Клендій В.М. Мельничук С.Л., Казмірчук П.В., Третьяков О.Л. Котик Р.М.; патентовласник Клендій В.М. Мельничук С.Л., Казмірчук П.В., Третьяков О.Л. Котик Р.М. – № u201605418; заявл. 19.05.2016; опубл. 26.12.2016, Бюл. № 24. – 4 с.

74. Пат. № 118404 Україна, МПК E02F 3/88 (2006.01). Гвинтовий добувний модуль озерних сапропелів / заявники: Гевко Б.М.; Клендій В.М.; Мельничук С.Л.; Навроцька Т.Д.; Шуст І.М.; патентовласник Гевко Б.М.; Клендій В.М.; Мельничук С.Л.; Навроцька Т.Д.; Шуст І.М. – № u201701003; заявл. 03.02.2017; опубл. 10.08.2017, Бюл. № 15 – 4 с.

75. Патарая Д.И. Расчет и проектирование канатных систем на примере подвесных дорог / Д.И. Патарая. – Тбилиси: Мецниерба, 1991. – 103 с.

76. Пірко В.М. Експертиза канатних доріг: досвід, проблеми, перспективи / В.М. Пірко // Матеріали міжнародних науково-практичних конференцій по подъемним сооружениям за 2005 год. Перспективы рынка лифтов, эскалаторов, канатных дорог в Украине (08–

10 декабря). – Одесса: Астропринт, 2006. – С. 212-215.

77. Пічугін С.Ф. Дослідження навантажень на металеві конструкції буксирувальних канатних доріг / С.Ф. Пічугін, С.О. Складенко // Збірник наукових праць Українського науково-дослідного та проектного інституту сталевих конструкцій імені В. М. Шимановського. – 2008. – № 1. – С. 155-162.

78. Пічугін С.Ф. Узагальнення досвіду проектування буксирувальних канатних доріг / С.Ф. Пічугін, О.В. Семко, Г.М. Трусов. // Збірник наукових праць ПолтНТУ ім. Ю. Кондратюка. – 1998. – № 15. – С. 54-59.

79. Подвесные канатные дороги / М.Б. Беркман, Г.Н. Бовский, Г.Г. Куйбида, Ю.С. Леонтьев. – Москва: Машиностроение, 1984. – 264 с.

80. Правила будови і безпечної експлуатації пасажирських підвісних канатних доріг станом на 10 лютого 2014 р. [Електронний ресурс] / Міністерство енергетики та вугільної промисловості України. – Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/z0264-14>

81. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузовых подвесных канатных дорог: по состоянию на 1 января 2014 г. / Госгортехнадзор СССР. – Москва: Недра, 1973. – 30 с.

82. Прочность. Устойчивость. Колебания: Справочник. В 3 т. / Под ред. Биргера И.А. и Пановко Я.Г. М., 1968. -Т.1: Машиностроение. - 457с.

83. Радик М.Д. Гвинтовий добувальний модуль озерних сапропелів / М.Д. Радик, С.Л. Мельничук // Наукова конференція ТНТУ ім. Івана Пулюя. – Тернопіль, 2017. – С. 48.

84. Рангевич А.А. Напочвенные канатные дороги на шахтах Донбасса / А.А. Рангевич, В.С. Троцило, Е.Г. Петришина // Уголь Украины. – 1984. – №. 11. – С. 29-30

85. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в

технике. В 2-х кн. - М.: Мир, 1986. -Т.І. -349с., Т.ІІ. -320с.

86. Савин Г.Н. Динамика нити переменной длины / Г.Н. Савин, О.А. Горошко. – Киев: Изд-во Академии Наук Украинской ССР, 1962. – 332 с.

87. Сванидзе Л.Г. Размещение опор маятниковой канатной дороги / Л.Г. Сванидзе, В.Ф. Супрунов // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2009. – № 4. – С. 47-49

88. Семчук Л.В. Вплив нестаціонарних режимів роботи шахтних підіймальних установок на навантаження елементів конструкцій: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.09 «Динаміка та міцність машин» / Л.В. Семчук. – Львів, 2008. – 22 с.

89. Скляренко С.О. Надійність конструкцій буксирувальних канатних доріг: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.23.01 «Будівельні конструкції, будівлі та споруди» / С.О. Скляренко. – Полтава, 2008. – 23 с.

90. Сологуб Б.В. Аналіз конструктивних особливостей та основи синтезу пасажирських доріг з тягово-несним канатом / Б.В. Сологуб // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2012. – № 2(7). – С. 206-216.

91. Сологуб Б.В. Комп'ютерне проектування та моделювання пасажирських доріг з тягово-несним канатом [Електронний ресурс] / Б.В. Сологуб, Я.Я. Данило. – Режим доступу: http://ena.lp.edu.ua:8080/bitstream/ntb/12244/1/025_Kompjuterne%20proektuvannja_108_112_713.pdf

92. Сологуб Б.В. Моделювання та аналіз роботи пасажирських канатних доріг із замкнутих канатом / Б. В.Сологуб // Машинознавство. – 2011. – № 1-2 (163-164). – С. 44-47.

93. Сологуб Б.В. Розрахунок основних параметрів спареної

крісельної дороги з перевантажувальним пристроєм / Б.В. Сологуб, Я.Я. Данило // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2014. – № 788. – С. 48-55.

94. Сологуб Б.В. Розробка схеми моделювання роботи основних елементів канатних установок з рухомим тягово-несівним канатом / Б.В. Сологуб, В.В. Іщук, Я.Я. Данило // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2013. – № 759. – С. 85-91.

95. Степанов А.Г. Динамика машин / А.Г. Степанов. – Екатеринбург: УрО РАН, 1999. – 302 с.

96. Стрелков М.А. Определение динамических нагрузок и ресурса одноканатных шахтных подъемных установок: автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.06 «Горные машины» / М.А. Стрелков. – Екатеринбург, 2011. – 19 с.

97. Технічний регламент канатних доріг для перевезення пасажирів станом на 17 березня 2014 р. [Електронний ресурс] / Кабінет Міністрів України. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/1076-2009-%D0%BF>

98. Тисовський Л.О. До визначення рівняння кривої прогину каната підвісної транспортної установки / Л.О. Тисовський, І.М. Рудько // Науковий вісник НЛТУ України: Збірник науково-технічних праць. – Львів: УкрДЛТУ, 2005. – № 15.1. – С. 137-142.

99. Тисовський Л.О. Порівняння результатів експериментальних і теоретичних досліджень характеристик несного каната підвісної системи, завантаженого власною вагою / Л.О. Тисовський, І.М. Рудько // Науковий вісник НЛТУ України: Збірник науково-технічних праць. – Львів: НЛТУ України, 2006. – № 16.2. – С. 65-69.

100. Тисовський Л.О. Розрахунок несучого каната незавантаженої

двопрміжної установки / Л.О. Тисовський, І.М. Рудько // Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУ України, 2005. – № 15.4. – С. 101-104.

101. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. -К.: Изд-во УСХА, 1992. -240с.

102. Чернега В.И., Мазуренко И.Я. Краткий справочник по грузоподъёмным машинам. -К.: Техника, 1981. -360с.

103. Штремель Т.Х. Грузоподъёмные машины. -М.: Высш. школа, 1980. -304с.

104. Энтин Г.Я. Исследование продольных колебаний бесконечных гибких нитей применительно к тяговым системам подвесных кольцевых канатных дорог / Г.Я. Энтин // Труды ВНИИПТМаш. – 1966. – № 6(48). – С. 34-39.

105. Adamovsky M.G. Design calculations of main components and parametric substantiation of cable yarding systems used in group selection felling operations / M.G. Adamovsky, M.P. Martyntsyv, O.V. Boratynsky // Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість: міжвідомчий науково-технічний збірник. – Львів: НЛТУ, 2011. – № 37.2. – С. 6-13.

106. Aerial cableways as urban public transport systems. – Available online at: http://www.strmtg.developpement-durable.gouv.fr/IMG/pdf/cableways_MEDDLT_december2011.pdf

107. CARVATECH. – Available online at: <http://www.carvatech.com>

108. DOPPELMAYR. – Available online at: <http://www.doppelmayr.com>

109. Dwyer Ch. Aerial tramways, ski lifts and tows. Description and terminology / Charles F. Dwyer. – Washington: U.S. Government Printing Office, 1975. – 104 p.

110. Jan Guštinčič J. Analysis of oscillations in a cableway: wind load effects / Jan Guštinčič, Lluís M. Garcia Raffi // *Modelling in Science Education and Learning*. – 2013. – Vol. 6 (1), No. 11. – Pp. 145-155.

111. Knawa M. Effects of dynamic loads acting on carrying cable in operating ropeway / M. Knawa, D. Bryja // *Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics. Online Journall*. – 2008. – Vol. 8, No. 1. – Pp. 10297-10298.

112. Knawa M. Modeling problems of steeply inclined cableway subjected to moving load / M. Knawa, D. Bryja // *Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics. Online Journall*. – 2009. – Vol. 9, No. 1. – Pp. 263-264.

113. Knawa M. Nonlinear vibrations of a ropeway system with moving passenger cabins / M. Knawa, D. Bryja // *Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics. Online Journall*. – 2007. – Vol. 7, No. 1. – Pp. 4040045- 4040046.

114. Kopanakis G.A. Oscillations in ropeways. Part 1. / G.A. Kopanakis // *International Ropeway Review*. – 2011. – No. 6. – Pp. 48-50.

115. Kopanakis G.A. Oscillations in ropeways. Part 2, 3 / G.A. Kopanakis // *Intern. Ropeway Review*. – 2012. – No. 1. – Pp. 46-49.

116. Kopanakis G.A. Oscillations in ropeways. Part 4. / G.A. Kopanakis // *International Ropeway Review*. – 2012. – No. 3. – Pp. 63-66.

117. Kopanakis G.A. Oscillations in ropeways. Part 5. / G.A. Kopanakis // *International Ropeway Review*. – 2012. – No. 5. – Pp. 60-62.

118. Kopanakis G.A. Oscillations in ropeways. Part 6. / G.A. Kopanakis, R. Canale // *International Ropeway Review*. – 2013. – No. 2. – Pp. 104-106.

119. Kopanakis G.A. Oscillations in ropeways. Part 7. / G.A. Kopanakis // *International Ropeway Review*. – 2013. – No. 4. – Pp. 70-71.

120. Kopanakis G.A. Oscillations in ropeways. Part 8. / G.A.

Kopanakis, G. Kovacs // International Ropeway Review. – 2013. – No. 6. – Pp. 64-66.

121. LEITNER. – Available online at: <http://www.leitner-ropeways.com>

122. Mathematical simulation of crosswind vibrations in a monocable chair ropeway / R. Petrova, St. Karapetkov, S. Dechkova, Pl. Petrov // Procedia Engineering. – 2011. – No. 14. – Pp. 2459-2467.

123. Mel'nychuk S.L. Investigation of the dynamics of unloading the sapropel from a bucket of a cable installation / S.L. Mel'nychuk, B.M. Hevko, A.Y. Diachun, V.O. Dzyura, O.P. Skyba, / INMATEH «Agricultural Engineering». – Bucharest, 2017. – Vol. 52, 2. – Pp. 55-61. ISSN 2068-2239. (Scopus)

124. O'Connor R. Urban gondolas, aerial ropeways and public transportation: past mistakes & future strategies / Ryan O'Connor, Steven Dale. – Available online at: <http://www.oitaf.org/Kongress%202011/Referate/O%27Connor%20-%20Dale%2001-2012.pdf>

125. Petrova R. Dynamic analysis of a chair ropeway exposed to random wind loads / R. Petrova // FME Transactions. – 2005. – Vol. 33, No. 3. – Pp. 123-128.153

126. Štollmann V. Assessment of the current theory for projecting cableway routes in terms of the risk level in overloading / V. Štollmann, Š. Ilčík // Res. agr. eng. – 2009. – No. 1. – Pp. 35-38.

127. Wire rope engineering handbook. – U.S. Steel Supply. Division of Unated States Steel. – 82 p.

ДОДАТОК А

Патенти на корисні моделі



УКРАЇНА

(19) UA

(11) 118404

(13) U

(51) МПК

E02F 3/88 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2017 01003

(22) Дата подання заявки: 03.02.2017

(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну
модель: 10.08.2017(46) Публікація відомостей
про видачу патенту: 10.08.2017, Бюл.№ 15

(72) Винахідник(и):

Гевко Богдан Матвійович (UA),
Клендій Володимир Миколайович (UA),
Мельничук Сергій Леонідович (UA),
Навроцька Тетяна Дем'янівна (UA),
Шуст Ігор Михайлович (UA)

(73) Власник(и):

Гевко Богдан Матвійович,
вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 48000 (UA),
Клендій Володимир Миколайович,
вул. Тарнавського, 7-а, м. Тернопіль, 48000
(UA),
Мельничук Сергій Леонідович,
вул. Шептицького, 13, м. Рівне, 33000 (UA),
Навроцька Тетяна Дем'янівна,
вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 48000 (UA),
Шуст Ігор Михайлович,
вул. С. Будного, 34/178, м. Тернопіль, 48000
(UA)

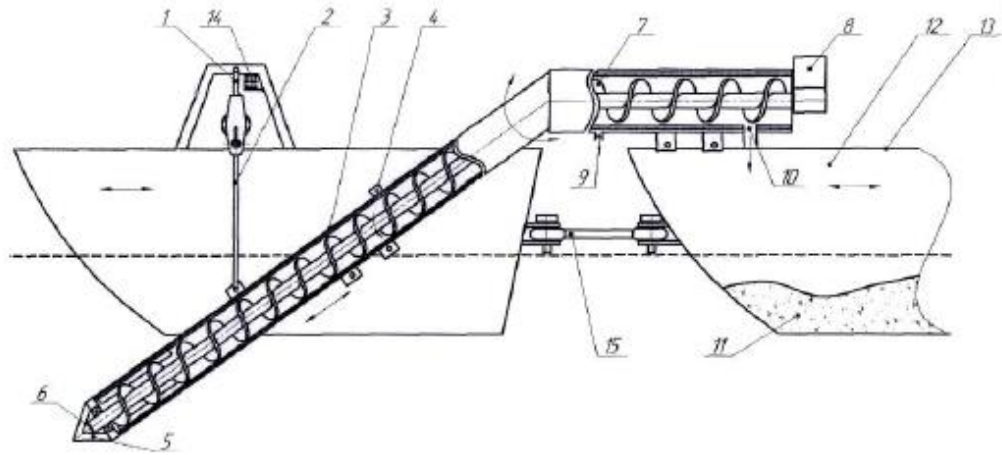
(54) ГВИНТОВИЙ ДОБУВНИЙ МОДУЛЬ ОЗЕРНИХ САПРОПЕЛІВ

(57) Реферат:

Гвинтовий добувний модуль озерних сапропелів виконано у вигляді всмоктуючої насадки, шнека з ріжучими елементами і захисною решіткою, а транспортуюча його частина виконана із зменшенням кроку в сторону переміщення добувного сапропелю, а також плаваючої баржі, буксира, установчих і кріпильних елементів. Додатково модуль оснащений гвинтовою лебідкою, яка жорстко з'єднана з регулювальним тросом з жорсткою забірною гвинтовою частиною з можливістю переміщення модуля в необхідне місце. На кінці вільного кінця шнек оснащений конічним гвинтовим подрібнювачем з ріжучими елементами, які встановлені рівномірно по всьому периметру. Забірна частина є знизу жорсткою і знизу встановлена під кутом з можливістю його заглиблення і зверху переходить у гнучкий шнек. Верхня частина відділюючої камери виконана жорсткою циліндричною з приводом і патрубками внизу для відведення води і патрубком для відведення сапропелів.

UA 118404 U

UA 118404 U



UA 118404 U

Корисна модель належить до галузі гідротехнічної механізації і може бути використана в галузі добування сапропелів в озерах.

Озерних сапропелів в озерах тільки Рівненської і Волинської області нараховується, за різними даними, в межах більше 100 млн. тон, вони є цінним добривом, що різко підвищує родючість ґрунтів.

Відомий пристрій для добування сапропелів, який виконаний у вигляді всмоктуючої насадки, нерухомого корпусу із напівциліндричним заглибленням, обладнаним протирізальними пластинами, шнека, а транспортує його частина виконана із зменшенням кроку в сторону переміщення добувного сапропелю, та захисною решіткою [Патент №23884, Україна "Пристрій для добування сапропелю" Дідух В.Ф. та інші. Бюл.8,2007].

Основний недолік прототипу - недостатнє зменшення вологості води в процесі добування і мала продуктивність праці.

Задачею корисної моделі є зменшення вологості води у сапропелі і підвищення продуктивності праці шляхом виконання гвинтового добувного модуля озерних сапропелів у вигляді всмоктуючої насадки, шнека з ріжучими елементами і захисною решіткою, а транспортує його частина виконана із зменшенням кроку в сторону переміщення добувного сапропелю, а також плаваючої баржі, буксира, установчих і кріпильних елементів, причому модуль оснащений гвинтовою лебідкою, яка жорстко з'єднана регульовальним тросом з жорсткою забірною гвинтовою частиною шнека з можливістю переміщення модуля в необхідне місце, а вільний кінець шнека оснащений конічним гвинтовим подрібнювачем з ріжучими елементами, які встановлені рівномірно по всьому периметру, а забірня частина є знизу жорсткою і знизу встановлена під кутом з можливістю його заглиблення, а зверху переходить у гнучкий шнек, крім цього верхня відділююча камера виконана жорсткою циліндричною з приводом і патрубками внизу для відведення води і патрубком для відведення сапропелів.

Гвинтовий добувний модуль озерних сапропелів зображено на кресленні.

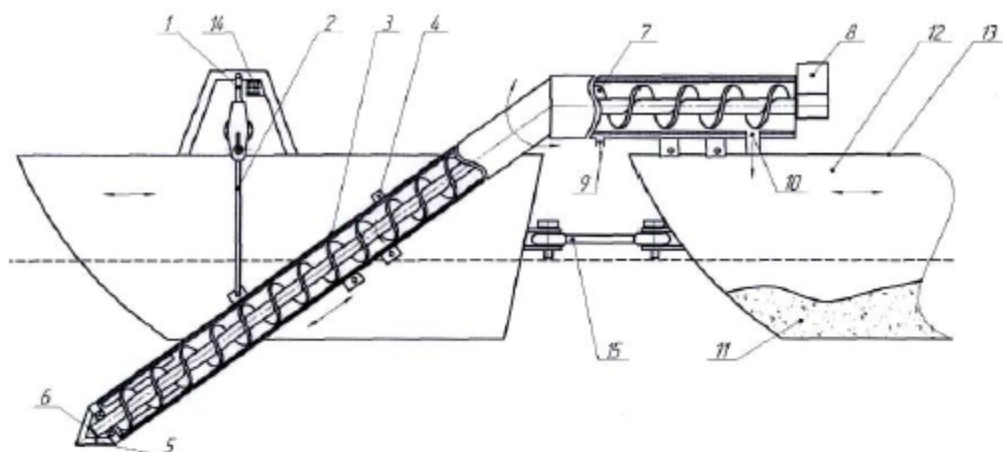
Гвинтовий добувний модуль озерних сапропелів виконано з регульовальної піднімально-транспортної лебідки 1, яка регульовальним тросом 2 жорстко з'єднана з передньою забірною частиною 3 шнека, яка виконана жорсткою, а зверху виконана система сепаруючих отворів 4 на площі половини його діаметра. За допомогою троса 2 здійснюється необхідне переміщення модуля і регулювання заглиблення забірної частини 3 з конічним гвинтовим подрібнювачем 5 бура з ріжучими елементами 6, які встановлені в конструкцію рівномірно по всьому периметру. Крім цього циліндрична забірня частина модуля встановлена під кутом, яка зверху переходить у циліндричну 7, з приводом 8 і патрубком для відводу води 9 і патрубком 10 для відводу сапропелів 11 у ємкість 12, яка розміщена на плаваючій платформі 13. Керування модулем здійснюють з пульта керування 14, який розміщено на піднімально-транспортній лебідці 1.

Лебідка 1 жорстко встановлюється до кронштейна 14 і на плаваючій платформі 13, яка з'єднана кріпильними елементами 15.

Робота гвинтового добувного модуля озерних сапропелів відбувається наступним чином. Конічний робочий орган 6 врізається у шар з сапропелем і за допомогою приводу 8 здійснює його переміщення по шнеку в зону його вивантаження 10 і в ємкість 13. При цьому вільну воду через патрубок 9 скидають у водойму.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Гвинтовий добувний модуль озерних сапропелів, який виконано у вигляді всмоктуючої насадки, шнека з ріжучими елементами і захисною решіткою, а транспортує його частина виконана із зменшенням кроку в сторону переміщення добувного сапропелю, а також плаваючої баржі, буксира, установчих і кріпильних елементів, який відрізняється тим, що модуль оснащений гвинтовою лебідкою, яка жорстко з'єднана з регульовальним тросом з жорсткою забірною гвинтовою частиною з можливістю переміщення модуля в необхідне місце, а на кінці вільного кінця шнека оснащений конічним гвинтовим подрібнювачем з ріжучими елементами, які встановлені рівномірно по всьому периметру, а забірня частина є знизу жорсткою і знизу встановлена під кутом з можливістю його заглиблення і зверху переходить у гнучкий шнек, крім цього верхня частина відділююча камера виконана жорсткою циліндричною з приводом і патрубками внизу для відведення води і патрубком для відведення сапропелів.



Комп'ютерна верстка М. Мацело

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **112545** (13) **U**
(51) МПК (2016.01)
B21F 35/00

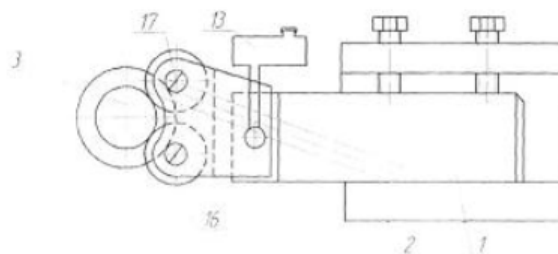
(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2016 05418	(72) Винахідник(и): Клендій Володимир Миколайович (UA), Мельничук Сергій Леонідович (UA), Казмірчук Петро Васильович (UA), Третьяков Олександр Леонідович (UA), Котик Роман Миколайович (UA)
(22) Дата подання заявки: 19.05.2016	(73) Власник(и): Клендій Володимир Миколайович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA), Мельничук Сергій Леонідович, вул. Шептицького, 13, м. Тернопіль, 46000 (UA), Казмірчук Петро Васильович, вул. Братів Бойчуків, 5A/82, м. Тернопіль, 46000 (UA), Третьяков Олександр Леонідович, вул. Шептицького, 13, м. Тернопіль, 46000 (UA), Котик Роман Миколайович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 26.12.2016	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 26.12.2016, Бюл.№ 24	

(54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ГВИНТОВИХ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ НА КРОК

(57) Реферат:

Пристрій для формування пружних елементів на крок, виконаний у вигляді корпуса, різцетримача, оправки, трикулачкового патрона, головки з притискними роликами і філь'єра. На робочу циліндричну поверхню з вільного кінця оправки встановлюють по посадці ковзання змінні шліцьові втулки і змінні втулки, на їхніх кінцях аналогічно виконані наскрізні отвори діаметром, більшим діаметра дроту, які є у взаємодії зі зігнутим кінцем навивного дроту під кутом 90°, крім цього притискні формувальні ролики, які встановлені на осях з можливістю їх вільного прокручування і на їх периферії виконані півкруглі виїмки профілю радіусів навивного дроту, які є з дротом у взаємодії, які зміщені один від одного на величину зміщення гвинтової лінії, крім цього знизу під циліндричною оправкою жорстко встановлено під кутом до горизонту жолоб, який є у взаємодії з навивною пружиною.



Фиг. 1

UA 112545 U

UA 112545 U

Корисна модель належить до галузі машинобудування і може мати використання у різних галузях виробництва машин і механізмів і їх ремонту.

Відома оправка для навивання довгих і тонких пружин, яка виконана у вигляді корпусу, різцетримача, циліндричної оправки, трьох кулачкового патрона, головки з притискними роликами, філь'єра (Семинський В.К. и др. Приспособления и инструменты для токарных работ. К.: Техніка, 1974. рис. 95").

Основний недолік прототипу обмежені технологічні можливості виготовлення гвинтових пружин без заданого формувального кроку і мала продуктивність праці.

Задачею корисної моделі є розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці шляхом створення пристрою для формування гвинтових пружних елементів на крок шляхом його виконання у вигляді корпусу, різцетримача, оправки, трикулачкового патрона, головки з притискними роликами і філь'єра, причому на робочу циліндричну поверхню з вільного кінця оправки встановлюють по посадці ковзання змінні шліцеві втулки і змінні втулки, на їхніх кінцях аналогічно виконані наскрізні отвори діаметром, більшим діаметра дроту, які є у взаємодії зі зігнутим кінцем навивного дроту під кутом 90°, крім цього притискні формувальні ролики, які встановлені на осях з можливістю їх вільного прокручування і на їх периферії виконані півкруглі виїмки профілю радіусів навивного дроту, які є з дротом у взаємодії, які зміщені один від одного на величину зміщення гвинтової лінії, крім цього знизу під циліндричною оправкою жорстко встановлено під кутом до горизонту жолоб, який є у взаємодії з навивною пружиною.

Пристрій для формування пружних елементів на крок зображена на фіг. 1; фіг. 2, вигляд зверху на фіг. 1 і фіг. 3 - переріз по А-А на фіг. 2.

Пристрій виконано у вигляді корпусу 1, який затискують в різцетримачі 2 токарного верстату. На лівому вільному кінці циліндричної оправки 3 жорстко в отворі 4 жорстко встановлено шліцеву втулку 5 з можливістю осьового переміщення, яка жорстко закріплена в патроні 6 токарного патрона і вона підтиснута в осьовому напрямку пружиною 7 на регульовальному болті 8, який жорстко загвинчений в шліцевий торець оправки 3 зі стопорною гайкою. Особливості конструкції циліндричних оправок 3 є те, що в зоні навивання пружин 9 на оправках виконані гвинтові формувальні калібри 10 заданого кроку і діаметра з врахуванням відпружинення дроту. Знизу під циліндричною оправкою 3 жорстко встановлено жолоб 11, який є у взаємодії з навивною пружиною 9 і для зручності роботи жолоб 11 встановлено під кутом до горизонту. В зоні кріплення філь'єра 12 до корпусу 1 встановлена маслянка 13 відомої конструкції для змащування дроту.

Крім цього на робочій поверхні оправки 3 нарізані шліци 14, які є у взаємодії з шліцевою втулкою 15, які з'єднані між собою по перехідній посадці. Таке конструктивне виконання забезпечить підвищення навантажувальної здатності оправки. Притискні формувальні ролики 16, які встановлені на осях 17 під кутом з можливістю кругового провертання і на їх периферії виконані півкруглі виїмки 18 радіусів навивного дроту 19, які є з нею у взаємодії і які зміщені один відносно одного на величину зміщення гвинтової лінії. На робочому вільному кінці оправки 3 виконано наскрізний отвір 20, який є у періодичній залежності з кінцем дроту 19.

Крім цього в зоні корпусу 1 на козлах встановлена бухта навивного дроту і входить з ним у взаємодію (на кресленні не показано).

Робота пристрою здійснюється наступним чином. Бухта дроту встановлюється на козлах і у філь'єрі 12 кінець згинається під кутом 90° і встановлюється в отвір 19. З маслянки 13 подають мастило на дріт і в зону навивання. Включається верстат і здійснюється процес навивання 1,5...3 витків. Тоді верстат зупиняють і кінець дроту виймають з отвору 19. Повторно включають верстат і здійснюють повний технологічний процес навивання.

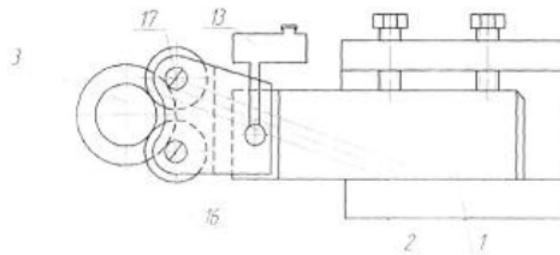
До переваг пристрою належить розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

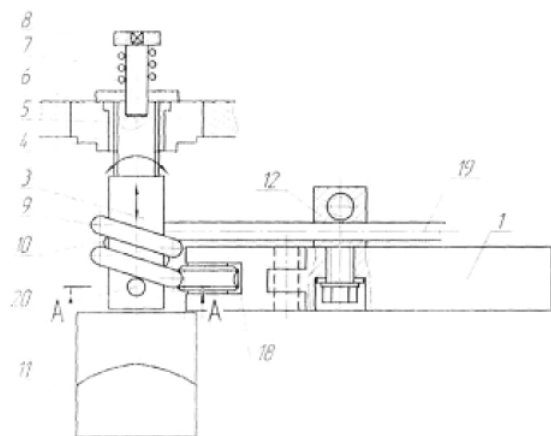
Пристрій для формування пружних елементів на крок, який виконано у вигляді корпусу, різцетримача, оправки, трикулачкового патрона, головки з притискними роликами і філь'єра, який **відрізняється** тим, що на робочу циліндричну поверхню з вільного кінця оправки встановлюють по посадці ковзання змінні шліцеві втулки і змінні втулки, на їхніх кінцях аналогічно виконані наскрізні отвори діаметром, більшим діаметра дроту, які є у взаємодії зі зігнутим кінцем навивного дроту під кутом 90°, крім цього притискні формувальні ролики, які встановлені на осях з можливістю їх вільного прокручування і на їх периферії виконані півкруглі виїмки профілю радіусів навивного дроту, які є з дротом у взаємодії, які зміщені один від одного

UA 112545 U

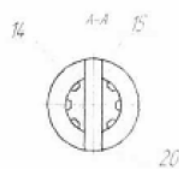
на величину зміщення гвинтової лінії, крім цього знизу під циліндричною оправкою жорстко встановлено під кутом до горизонту жолоб, який є у взаємодії з навивною пружиною.



Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3

Комп'ютерна верстка А. Крулевський

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **112544** (13) **U**
(51) МПК (2016.01)
B65G 25/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2016 05417</p> <p>(22) Дата подання заявки: 19.05.2016</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 26.12.2016</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 26.12.2016, Бюл.№ 24</p>	<p>(72) Винахідник(и): Гевко Богдан Матвійович (UA), Дячун Андрій Євгенович (UA), Мельничук Сергій Леонідович (UA), Клендій Володимир Миколайович (UA), Довбиш Андрій Петрович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): Гевко Богдан Матвійович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA), Дячун Андрій Євгенович, вул. Сонячна, 3, с. Нижчі Луб'янки, Збаразький р-н, Тернопільська обл., 47361 (UA), Мельничук Сергій Леонідович, вул. Шептицького, 13, м. Тернопіль, 46000 (UA), Клендій Володимир Миколайович, вул. Братів Бойчуків, 5А/82, м. Тернопіль, 46000 (UA), Довбиш Андрій Петрович, вул. Шептицького, 13, м. Тернопіль, 46000 (UA)</p>
--	---

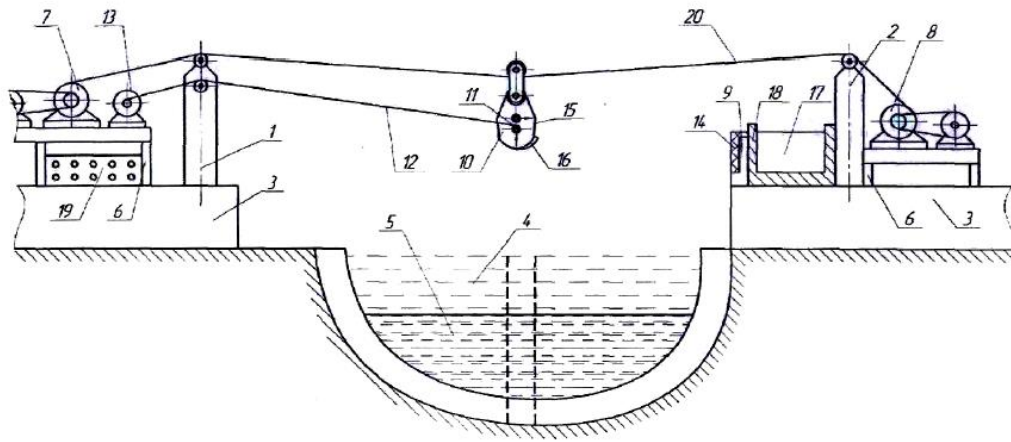
(54) КАНАТНА УСТАНОВКА ДЛЯ ВИДОБУВАННЯ САПРОПЕЛІВ

(57) Реферат:

Канатна установка для видобування сапропелів виконана у вигляді двох опор, піднімально-транспортної лебідки, несучих канатів, барабанів для намотування канатів, ковша, кріпильних і навантажувальних елементів. По обидві сторони від водойми з сапропелем на бетонних плитах жорстко встановлені тягова і розвантажувальні опори, на яких на підставках встановлені піднімально-транспортні лебідки, відповідно права - тягово-розвантажувальна, а ліва - лебідка зворотного ходу ковша, а в зоні вивантаження сапропелю жорстко встановлена вивантажувальна перемичка у вигляді П-подібної перепони на висоті нижче центра ваги ковша з сапропелем і яка є у періодичній взаємодії з ковшем при його розвантаженні, зверху якого з двох сторін жорстко закріплені шарніри у вигляді циліндричних пальців, осі яких є перпендикулярні до бокових стінок ковша і паралельні до перемички і вони є у взаємодії з вивантажувальним канатом, який жорстко з'єднаний з відповідним швидкохідним намотувальним барабаном.

UA 112544 U

UA 112544 U



UA 112544 U

Корисна модель належить до галузі сільськогосподарського машинобудування і піднімально-транспортних машин і може бути використана для добування сапропелів з малих водойм.

Відома установка для добування сапропелю, яка містить дві башти (опори), несучий і тяговий канати, лебідку, ківш, установчі і кріпильні елементи [Патент № 60252 Україна "Установка для добування сапропелю" Ілюшник І.М., Булік Ю.В. та інші. Бюл. № 11, 2011 р.].

Основний недолік прототипу - обмежені технологічні можливості і мала продуктивність праці.

Задачею корисної моделі є розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці шляхом виконання канатної установки для добування сапропелю у вигляді двох опор, піднімально-транспортної лебідки, несучих канатів, барабанів для намотування канатів, ковша, кріпильних і навантажувальних елементів, причому по обидві сторони від водойми з сапропелем на бетонних плитах жорстко встановлені тягова і розвантажувальні опори, на яких на підставках встановлені піднімально-транспортні лебідки, відповідно права - тягово-розвантажувальна, а ліва лебідка зворотного ходу ковша, а в зоні вивантаження сапропелю жорстко встановлена вивантажувальна перемичка у вигляді П-подібної перепони на висоті нижче центра ваги ковша з сапропелем і яка є у періодичній взаємодії з ковшем при його розвантаженні, зверху якого з двох сторін жорстко закріплені шарніри у вигляді циліндричних пальців, осі яких є перпендикулярні до бокових стінок ковша і паралельні до перемички і вони є у взаємодії з вивантажувальним канатом, який жорстко з'єднаний з відповідним швидкохідним намотувальним барабаном, який встановлений на бетонній плиті опори зворотного ходу і який системою зв'язку зв'язаний з розвантажувальними канатами і відповідно з піднімально-транспортною лебідкою зворотного ходу, а нижче висоти ковша, зі сторони вивантажувальної перемички спереду і зверху, жорстко встановлено буфери відомої конструкції і відомим способом, які є у періодичній взаємодії з аналогічним буфером, який жорстко закріплений до тіла ковша зі сторони вивантажувальної перемички в зоні їх контакту, ширина буфера на ковші є більшою ширини перемички, крім цього до дна ковша жорстко приварений радіусний обмежувач його ходу, який не дозволяє його перекидати через вивантажувальну перемичку, а довжину зони добування сапропелю у водоймі регулюють довжиною вивантажувальних канатів, довжину ходу яких регулюють і встановлюють на намотувальному барабані, крім цього установка оснащена спеціальною тарою, яка встановлюється в чопі вивантаження сапропелю з відомими кріпильно-піднімальними елементами для її транспортування відомим транспортом в задане місце.

Канатна установка для видобування сапропелів зображена на кресленні.

Канатна установка для видобування сапропелів виконана у вигляді двох опор передньої лівої 1 і задньої правої 2, які жорстко встановлені на нерухомих бетонних плитах плити 3 у водоймі 4 добування сапропелю 5. Зверху цих плит на підставках 6 жорстко встановлені піднімально-транспортні лебідки, ліва 7 - лебідка заднього ходу, права 8 - тягова розвантажувальна. В зоні вивантаження сапропелю біля правої опори 2 жорстко на плиті встановлена вивантажувальна перемичка 9 у вигляді П-подібної перепони на висоті нижче центра ваги ковша 10 і яка є у періодичній взаємодії з ковшем під час вивантаження сапропелю 5 з нього. В ковші 10 з торцевих поверхонь нижче центра його ваги жорстко встановлені циліндричні пальці 11 перпендикулярно до бокових стінок і паралельно до перемички і вони є у взаємодії через втулки з вивантажувальними канатами 12, які жорстко з'єднані з відповідними швидкохідним барабаном 13 і який системою зв'язку зв'язаний з розвантажувальними канатами 12, які крім розвантаження сапропелю з ковша визначають місце його опускання у водоймі для набирання наступного сапропелю. На перемичці 9 спереду і зверху жорстко встановлено буфер 14 відомої конструкції і відомим способом, який є у періодичній залежності з аналогічним буфером 15, який жорстко закріплений біля ковша в зоні їх дотику. Ширина буфера 14 перемички та ковша є більшою ширини перемички. До дна ковша 10 жорстко приварений обмежувач його ходу 16 через вивантажувальну перемичку 9.

Крім цього установка оснащена спеціальною тарою 17, яка встановлюється в зоні вивантаження і яка оснащена відомими кріпильно-піднімальними елементами 18.

Довжину зони добування сапропелю у водоймі регулюють довжиною вивантажувальних канатів 12, довжину ходу яких регулюють і встановлюють на намотувальному барабані 13.

Робота установки регулюється з пульта управління 19.

Комплекс підготовчих робіт включає наявність всіх елементів і їх справність. З пульта управління ківш 10 опускають у водойму 4 на необхідне місце і на необхідну глибину під кутом атаки в напрямку його руху в зону вивантаження. Набравши сапропелю 5, ківш 10 переміщують тросом 20 вправо до зіткнення з перемичкою 9. В цей час вивантажувальний канат 13

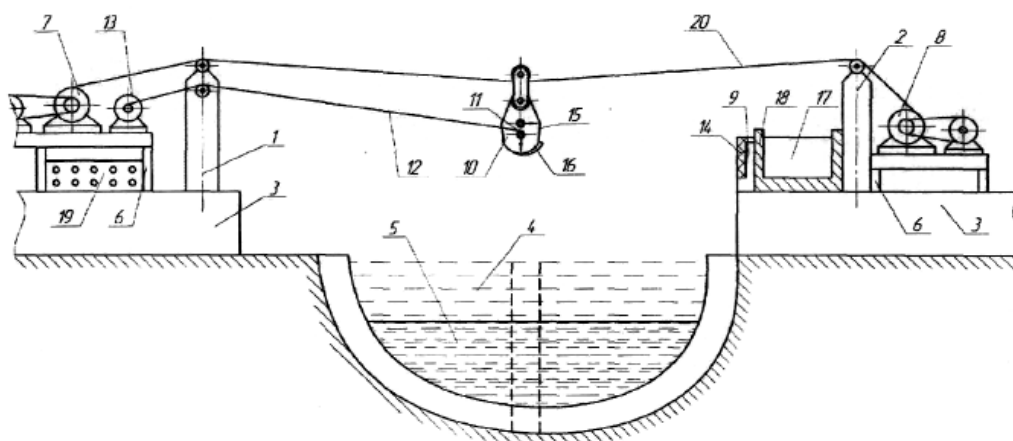
UA 112544 U

переміщується вліво і піднімає ківш 10 на перемичці 9, з якого вивантажується сапропель у тару 17. Контакт ковша 10 з перемичкою 9 здійснюється через буфер 14, що забезпечує нормальну роботу без різких ударів. Після цього ківш 10 переміщується вліво, опускається у водойму і здійснюється процес повторного завантаження сапропелю 5.

- 5 До переваг установки належить розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

- 10 Канатна установка для видобування сапропелів, яка виконана у вигляді двох опор, піднімально-транспортної лебідки, несучих канатів, барабанів для намотування канатів, ковша, кріпильних і навантажувальних елементів, яка **відрізняється** тим, що по обидві сторони від водойми з сапропелем на бетонних плитах жорстко встановлені тягова і розвантажувальні опори, на яких
- 15 на підставках встановлені піднімально-транспортні лебідки, відповідно права - тягово-розвантажувальна, а ліва - лебідка зворотного ходу ковша, а в зоні вивантаження сапропелю жорстко встановлена вивантажувальна перемичка у вигляді П-подібної перепони на висоті нижче центра ваги ковша з сапропелем і яка є у періодичній взаємодії з ковшем при його розвантаженні, зверху якого з двох сторін жорстко закріплені шарніри у вигляді циліндричних пальців, осі яких є перпендикулярні до бокових стінок ковша і паралельні до перемички і вони є
- 20 у взаємодії з вивантажувальним канатом, який жорстко з'єднаний з відповідним швидкохідним намотувальним барабаном, який встановлений на бетонній плиті опори зворотного ходу і який системою зв'язку зв'язаний з розвантажувальними канатами і відповідно з піднімально-транспортною лебідкою зворотного ходу, а нижче висоти ковша, зі сторони вивантажувальної перемички спереду і зверху, жорстко встановлено буфери відомої конструкції і відомим способом, які є у періодичній взаємодії з аналогічним буфером, який жорстко закріплений до тіла ковша зі сторони вивантажувальної перемички в зоні їх контакту, ширина буфера на ковші є більшою ширини перемички, крім цього до дна ковша жорстко приварений радіусний обмежувач ходу, який не дозволяє його перекидати через вивантажувальну перемичку, а довжину зони добування сапропелю у водоймі регулюють довжиною вивантажувальних канатів, довжину ходу
- 25 яких регулюють і встановлюють на намотувальному барабані, крім цього установка оснащена спеціальною тарою, яка встановлюється в зоні вивантаження сапропелю з відомими кріпильно-піднімальними елементами для її транспортування відомим транспортом в задане місце.
- 30



Комп'ютерна верстка М. Мацело

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **112511** (13) **U**
(51) МПК
B65G 33/08 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2016 04729	(72) Винахідник(и): Дячун Андрій Євгенович (UA), Комар Роман Васильович (UA), Клендй Володимир Миколайович (UA), Мельничук Сергій Леонідович (UA), Гудь Віктор Зеновійович (UA)
(22) Дата подання заявки: 28.04.2016	
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 26.12.2016	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 26.12.2016, Бюл.№ 24	(73) Власник(и): Дячун Андрій Євгенович, вул. Сонячна, 3, с. Нижчі Луб'янки, Збаразький р-н, Тернопільська обл., 47361 (UA), Комар Роман Васильович, вул. В. Великого, 3/6, м. Тернопіль, 48016 (UA), Клендй Володимир Миколайович, вул. Данила Нечая, 19, с. Бохоники, Вінницький р-н, Вінницька обл., 23233 (UA), Мельничук Сергій Леонідович, вул. Шашкевича, 18, м. Бережани, Тернопільська обл., 47501 (UA), Гудь Віктор Зеновійович, вул. Б. Лепкого, 8, смт Гусятин, 48200 (UA)

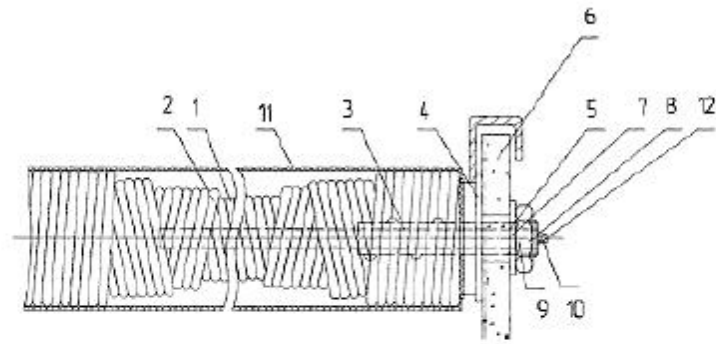
(54) ГНУЧКИЙ ВАЛ

(57) Реферат:

Гнучкий вал виконано у вигляді багатозахідних пружин кручення, в якому суміжні шари виконані з протилежними напрямками навівання, кінці яких жорстко закріплені до центрального жорсткого вала відомим способом, які розміщені у захисній броні, а також елементи для встановлення оброблювальних інструментів, причому кожний навівний шар виконано із двох скручених дротів малого діаметра, який по зовнішньому діаметру є у взаємодії з аналогічним шаром, виконаним з двох дротів малого діаметра з протилежним напрямком навівання, крім цього з вільного кінця центрального жорсткого вала виконано наскрізний отвір, в який встановлена маслянка, а на зовнішньому діаметрі центрального жорсткого вала виконана контактна насічка підвищеного зчеплення з гвинтовими навівальними елементами, а багатозахідні пружини кручення з центральним жорстким валом встановлені в гнучку захисну броню, в якій з двох торців встановлені масляні ущільнення відомої конструкції, крім цього на правому кінці жорсткого центрального вала встановлено оброблювальний інструмент відомої конструкції.

UA 112511 U

UA 112511 U



UA 112511 U

Корисна модель належить до галузі піднімального машинобудування і може мати використання при виробництві гнучких гвинтових конверсів та інших механізмів, а також при виконанні інструментальних та ремонтних операцій.

Відомий гнучкий вал, який виконано у вигляді багатозахідної пружини кручення, в якій суміжні шари виконані з протилежними напрямками навівання, а кінці вала жорстко закріплені до центрального жорсткого вала відомим способом (Овчаров Б.З., Міняйло А.В. та інші. Розрахунки і проектування деталей машин. Частина 2. - Харків, 2008. - Фіг. 5.).

Основний недолік - мала навантажувальна здатність.

Задачею корисної моделі є підвищення навантажувальної здатності шляхом виконання гнучкого вала, який виконано у вигляді багатозахідної пружини кручення, в якій суміжні шари виконані з протилежними напрямками навівання, а кінці яких жорстко закріплені до центрального жорсткого вала відомим способом, які розміщені у захисній броні, а також елементи для встановлення оброблювальних інструментів, який відрізняється тим, що кожний навивний шар виконано із двох скручених дротів малого діаметра, який по зовнішньому діаметру є у взаємодії з аналогічним шаром, виконаним з двох дротів малого діаметра з протилежним напрямком навівання, крім цього з вільного кінця центрального жорсткого вала виконано наскрізний отвір, в який встановлена маслянка, а на зовнішньому діаметрі центрального жорсткого вала виконана контактна насічка підвищеного зчеплення з гвинтовими навивальними елементами, а багатозахідні пружини кручення з центральним жорстким валом встановлені в гнучку захисну броню, в якій з двох торців встановлені масляні ущільнення відомої конструкції, крім цього на правому кінці жорсткого центрального вала встановлено оброблювальний інструмент відомої конструкції.

Гнучкий вал зображено на кресленні.

Гнучкий вал виконано у вигляді багатозахідних пружин кручення 1 малого діаметра, в яких суміжні шари аналогічної конструкції 2 виконані з протилежним напрямком навівання, кінці яких жорстко закріплені до центрального жорсткого вала 3 відомим способом. На торці навивних пружин 1 і 2 на зовнішньому діаметрі центрального жорсткого вала 3 встановлена упорна шайба 4, яка притиснута упорною втулкою 5, на якій встановлено шліфувальний круг 6 або інший інструмент. Останній підтиснутий шайбою 7 і гайкою 8, яка нагвинчена на жорсткий центральний вал 3. В останньому виконано центральний отвір 9, в який на торці встановлена маслянка 10, а зверху навивних шарів пружин жорстко встановлено гнучкий броньований рукав 11, з двох кінців якого у внутрішньому діаметрі встановлені масляні ущільнення 12.

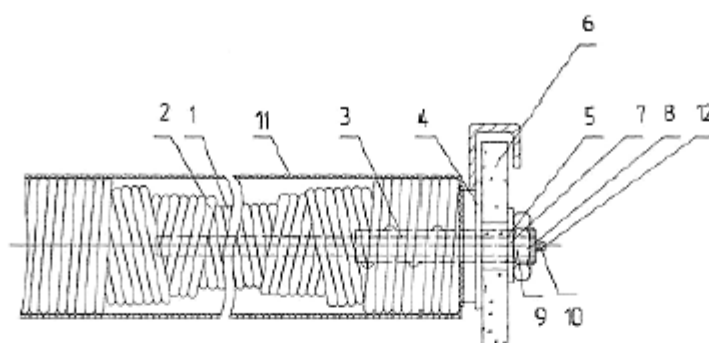
Робота гнучкого вала здійснюється наступним чином. Він приводиться в рух приводом (на кресленні не показано), робітник бере в руки гнучкий вал за гнучкий броньований рукав і здійснює необхідні операції в погано доступних місцях інструментального та ремонтного виробництва. Крім цього гнучкий вал може з'єднувати різні елементи в конструкціях машин, які встановлені під кутом.

До переваг гнучкого вала належить підвищення навантажувальної здатності, а також забезпечення зручності використання в місцях з поганим доступом до них при механічній обробці та інших операціях.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Гнучкий вал, який виконано у вигляді багатозахідних пружин кручення, в якому суміжні шари виконані з протилежними напрямками навівання, кінці яких жорстко закріплені до центрального жорсткого вала відомим способом, які розміщені у захисній броні, а також елементи для встановлення оброблювальних інструментів, який відрізняється тим, що кожний навивний шар виконано із двох скручених дротів малого діаметра, який по зовнішньому діаметру є у взаємодії з аналогічним шаром, виконаним з двох дротів малого діаметра з протилежним напрямком навівання, крім цього з вільного кінця центрального жорсткого вала виконано наскрізний отвір, в який встановлена маслянка, а на зовнішньому діаметрі центрального жорсткого вала виконана контактна насічка підвищеного зчеплення з гвинтовими навивальними елементами, а багатозахідні пружини кручення з центральним жорстким валом встановлені в гнучку захисну броню, в якій з двох торців встановлені масляні ущільнення відомої конструкції, крім цього на правому кінці жорсткого центрального вала встановлено оброблювальний інструмент відомої конструкції.

UA 112511 U



Комп'ютерна верстка О. Гергіль

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) UA (11) 108172 (13) U
(51) МПК (2016.01)
B65G 33/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2015 12118	(72) Винахідник(и): Марчук Микола Михайлович (UA), Кондратюк Олександр Михайлович (UA), Марчук Назар Миколайович (UA), Гевко Ігор Богданович (UA), Мельничук Сергій Леонідович (UA)
(22) Дата подання заявки: 07.12.2015	
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.07.2016	(73) Власник(и): Марчук Микола Михайлович, вул. Шашкевича, 18, м. Березани, Тернопільська обл., 47501 (UA), Кондратюк Олександр Михайлович, вул. Дарвіна, 2/47, м. Рівне (UA), Марчук Назар Миколайович, вул. Шашкевича, 18, м. Березани, Тернопільська обл., 47501 (UA), Гевко Ігор Богданович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA)
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 11.07.2016, Бюл.№ 13	

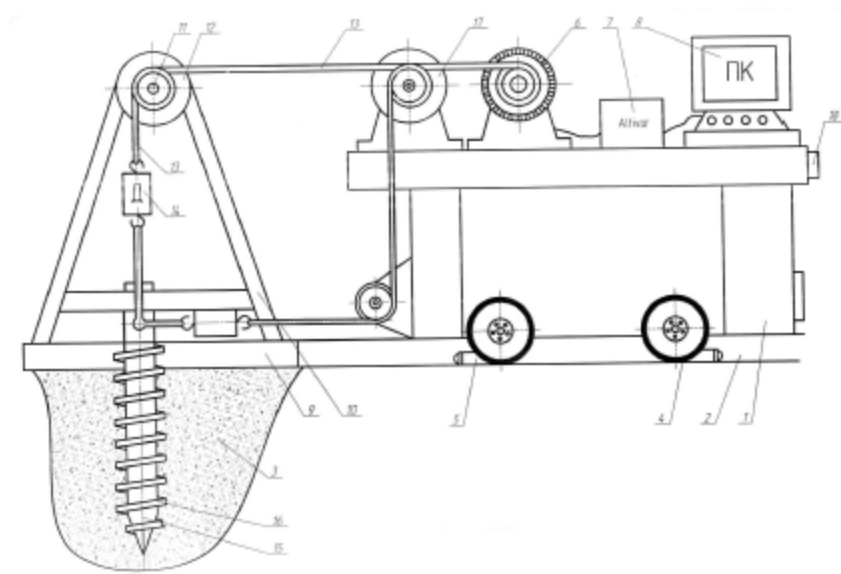
(54) СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОР ГВИНТОВИХ ЛЕБІДОК

(57) Реферат:

Стенд для дослідження характеристик опор гвинтових лебідок виконано у вигляді корпусу-стола, до якого приєднано привідний барабан із закріпленням до нього канатом, механізму приводу, напрямних роликів, динамометра, персонального комп'ютера, опори і елементів кріплення. Корпус стенда встановлено на рейки ґрунтового каналу на чотири опорні ролики з можливістю осьового переміщення і з блокуючими опорами, який під'єднано до привідної станції ґрунтового каналу відомим способом, по середині довжини корпусу стенда жорстко встановлено електродвигун з привідним барабаном, який під'єднано до гвинтової опори, яка загвинчена в ґрунт на мінімальній висоті від рівня ґрунту і під'єднаний до частотного перетворювача "Altivar71", а другим кінцем "Altivar71" під'єднаний до комп'ютера, крім цього з лівого краю стола до корпусу жорстко приєднано горизонтальну підставку, зверху якої жорстко встановлена трикутна опора, а при її вершині жорстко встановлена горизонтальна вісь, на якій жорстко встановлений опорний ролик на висоті осі електродвигуна з можливістю його прокручування, при цьому їх осі є паралельні між собою і які встановлені на однаковій висоті.

UA 108172 U

UA 108172 U



Корисна модель належить до галузі піднімально-транспортних машин і може мати використання при розробці і обґрунтуванні параметрів цих опор на міцність при їх використанні в народному господарстві держави.

Відомий стенд для дослідження характеристик гвинтових опор піднімально-транспортних лебідок, який виконано у вигляді корпус-стола, до якого приєднано привідний барабан із закріпленням до нього канатом, механізму приводу, напрямних роликів, динамометра, персонального комп'ютера, гвинтової опори і елементів кріплення (Патент № 35276 Україна "Стенд для дослідження характеристик гвинтових опор піднімально-транспортних лебідок" Ляшук О. Л. та інші. Бюл. №17, 2008).

Основний недолік аналогу - мала навантажувальна здатність і мала продуктивність досліджень.

В основу корисної моделі поставлена задача підвищення навантажувальної здатності лебідки і підвищення продуктивності праці шляхом виконання стенда для дослідження можливостей гвинтових опор лебідок, який виконано у вигляді корпус-стола, до якого приєднано привідний барабан із закріпленням до нього канатом, механізму приводу, напрямних роликів, динамометра, персонального комп'ютера, опори і елементів кріплення, згідно з корисною моделлю корпус стенда встановлено на рейки ґрунтового каналу на чотири опорні ролики з можливістю осьового переміщення і з блокуючими опорами, який під'єднано до привідної станції ґрунтового каналу відомим способом, по середині довжини корпусу стенда жорстко встановлено електродвигун з привідним барабаном, який під'єднано до гвинтової опори, яка загвинчена в ґрунт на мінімальній висоті від рівня ґрунту і під'єднано до частотного перетворювача "Altivar71", а другим кінцем "Altivar71" під'єднано до комп'ютера, крім цього з лівого краю стола до опори жорстко приєднано горизонтальну підставку, зверху якої жорстко встановлена трикутна опора, а при її вершині жорстко встановлена горизонтальна вісь, на якій жорстко встановлено опорний ролик на висоті осі електродвигуна з можливістю його прокручування, при цьому їх осі є паралельні між собою і які встановлені на однаковій висоті.

Стенд для дослідження можливостей гвинтових лебідок зображено на кресленні.

Стенд для дослідження можливостей гвинтових лебідок виконано у вигляді стола-корпуса 1, який встановлений на рейки 2 ґрунтового каналу 3 на чотири опорні ролики 4 і з блокуючими опорами 5 з можливістю осьового переміщення, який під'єднано до привідної станції ґрунтового каналу з можливістю їх переміщення по рейках 2 (на кресленні не показано). По середині довжини корпусу-стенда 1 жорстко встановлено електродвигун 6 з привідним барабаном, який під'єднано до гвинтової опори на мінімальній висоті від рівня ґрунту, яка загвинчена в ґрунт і під'єднано частотно до перетворювача "Altivar71" 7 на мінімальній висоті від рівня ґрунту, а другим кінцем "Altivar71" під'єднано до комп'ютера 8.

Крім цього з лівого краю стола 9 жорстко встановлена трикутна опора 10, зверху якої жорстко закріплена горизонтальна вісь 11, на якій встановлено опорний ролик 12 з можливістю кругового прокручування. При цьому висота обертання ролика є рівною висоті осі електродвигуна і паралельна до нього.

Далі по ходу канату 13 жорстко встановлено динамометр 14, який з'єднує електродвигун 6 з "Altivar71", який служить для заміру зусилля натягу.

В цьому положенні досліджують загвинчення гвинтової опори 15 і міцність привареного шнека 16 до опори 15. Для цього використовують трикутну опору 10, через опорний ролик 12, який встановлено на вісь 11, яка є паралельною до осі опорного двоканатного ролика 17 і встановлений на висоті електромотора 6.

З правого кінця стола-корпуса 1 встановлено комп'ютер 8 для фіксації на ньому зусилля натягу канатів при дослідженні величини сили опору гвинтової опори 15, а також справа з торця стола-корпуса 1 на двох рівнях приварені скоби 18 для його з'єднання з привідною станцією каналу 3 (на кресленні не показано). Для стопоріння стенда на рейках 2 використовують блокуючі опори 5 відомих конструкцій.

Робота стенда здійснюється наступним чином. Для відпрацювання конструкції стенда і методики проведення досліджень його доцільно встановити в приміщенні ґрунтового каналу де можна цілий рік проводити дослідження гвинтових опор з різними марками ґрунтів і бути захищеним від опадів.

Гвинтову опору 15 загвинчують в ґрунт 3 ґрунтового каналу, де насипано ґрунт з різними реологічними властивостями, і до неї приєднують канат 13 "Altivar71", а другим кінець направляють через напрямні ролики і далі до електродвигуна 6. Після цих підготовчих операцій за допомогою електродвигуна здійснюють накручування канату на привідний барабан. При цьому слідкують за опорою і фіксують покази "Altivar71" на комп'ютері. При відхиленні її від

UA 108172 U

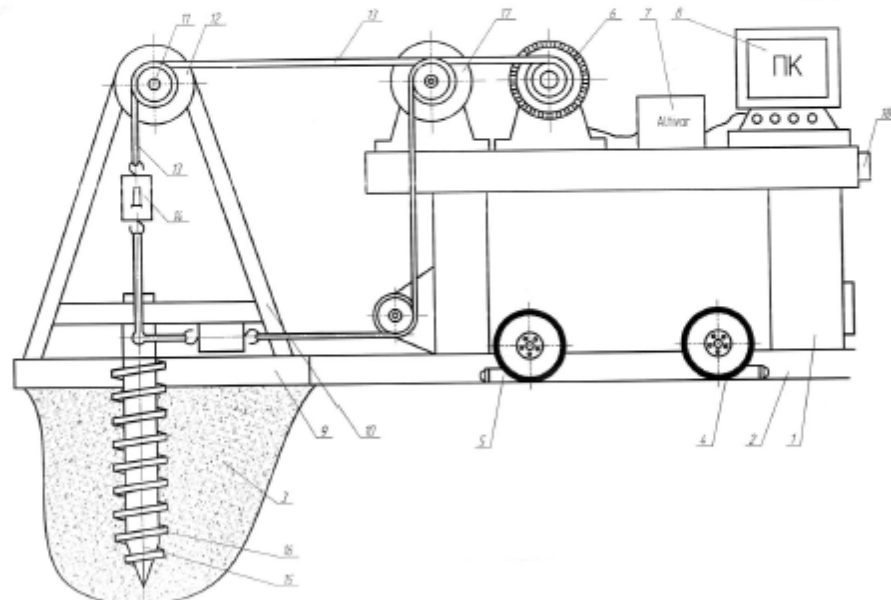
вертикалі більше допустимого дослідження припиняють і встановлюють граничні значення сили опору гвинтової опори 15.

Друга серія досліджень пов'язана з визначенням вертикальної сили опори загвинченої опори і визначення міцності гвинта і зварних швів.

- 5 До переваг стенда належить підвищення навантажувальної здатності гвинтової опори і підвищення продуктивності праці.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

- 10 Стенд для дослідження характеристик опор гвинтових лебідок, який виконано у вигляді корпуса-стола, до якого приєднано привідний барабан із закріпленням до нього канатом, механізму приводу, напрямних роликів, динамометра, персонального комп'ютера, опори і елементів кріплення, який відрізняється тим, що корпус стенда встановлено на рейки ґрунтового каналу
- 15 під'єднаний до привідної станції ґрунтового каналу відомим способом, по середині довжини корпуса стенда жорстко встановлено електродвигун з привідним барабаном, який під'єднаний до гвинтової опори, яка загвинчена в ґрунт на мінімальній висоті від рівня ґрунту і під'єднаний до частотного перетворювача "Altivar71", а другим кінцем "Altivar71" під'єднаний до комп'ютера, крім цього з лівого краю стола до корпуса жорстко приєднано горизонтальну підставку, зверху
- 20 якої жорстко встановлена трикутна опора, а при її вершині жорстко встановлена горизонтальна вісь, на якій жорстко встановлений опорний ролик на висоті осі електродвигуна з можливістю його прокручування, при цьому їх осі є паралельні між собою і які встановлені на однаковій висоті.



Комп'ютерна верстка О. Герпіль

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український Інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

ДОДАТОК Б

Результати досліджень

Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 при визначенні зусилля натягу троса вириву гвинтової опори

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, <i>P, H</i>			Середні знач-ня <i>P, H</i>
									Повторюваність			
	<i>x</i> ₀	<i>x</i> ₁	<i>x</i> ₂	<i>x</i> ₃	<i>x</i> ₁ <i>x</i> ₂	<i>x</i> ₁ <i>x</i> ₃	<i>x</i> ₂ <i>x</i> ₃	<i>x</i> ₁ <i>x</i> ₂ <i>x</i> ₃	1	2	3	<i>P, H</i>
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	1119	1120	1121	1120
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	1760	1763	1757	1760
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	1320	1324	1328	1324
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	1231	1229	1230	1230
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	1843	1837	1840	1840
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	1460	1457	1463	1460
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	1345	1343	1347	1345
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	1922	1924	1923	1923
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	1497	1493	1495	1495
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	2038	2040	2042	2040
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	3570	3572	3568	3570
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	2419	2421	2420	2420
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	1983	1987	1985	1985
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	4118	4120	4122	4120
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	2819	2818	2823	2820
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	1984	1985	1992	1987
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	3942	3938	3940	3940
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	2740	2735	2745	2740
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	1683	1677	1680	1680
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	3463	3455	3456	3458
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	2484	2487	2487	2486
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	1732	1727	1730	1730
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	3119	3123	3118	3120
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	2234	2238	2230	2234
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	1643	1655	1649	1649
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	3105	3113	3109	3109
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	2327	2328	2329	2328

Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3³ при
визначенні швидкості механізму переміщення вантажу

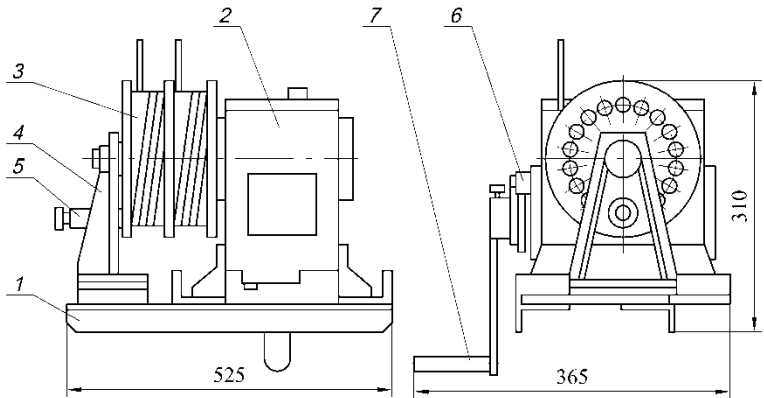
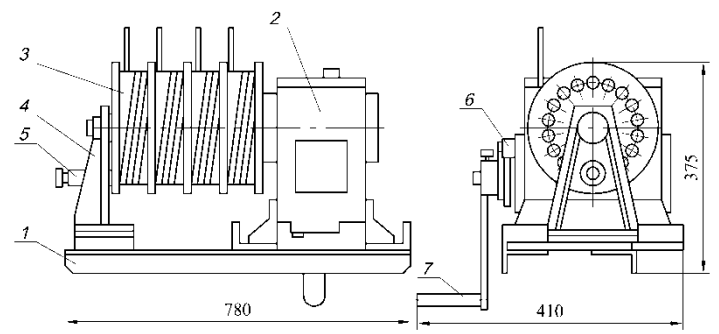
№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, <i>V, м/с</i>			Середні знач-ня <i>V, м/с</i>
									Повторюваність			
	<i>x</i> ₀	<i>x</i> ₁	<i>x</i> ₂	<i>x</i> ₃	<i>x</i> ₁ <i>x</i> ₂	<i>x</i> ₁ <i>x</i> ₃	<i>x</i> ₂ <i>x</i> ₃	<i>x</i> ₁ <i>x</i> ₂ <i>x</i> ₃	1	2	3	<i>V, м/с</i>
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	1,36	1,37	1,40	1,38
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	1,52	1,54	1,58	1,55
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	1,47	1,48	1,51	1,49
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	1,3	1,25	1,35	1,3
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	1,67	1,68	1,69	1,68
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	1,53	1,50	1,51	1,51
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	1,46	1,42	1,44	1,44
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	1,62	1,66	1,64	1,64
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	1,56	1,54	1,52	1,54
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	1,95	1,99	1,97	1,97
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	2,10	2,18	2,14	2,14
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	2,04	2,05	2,09	2,06
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	2,06	2,06	2,06	2,06
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	2,17	2,16	2,15	2,16
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	2,01	2,02	2,03	2,02
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	1,99	1,988	1,986	1,988
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	2,17	2,11	2,14	2,14
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	2,05	2,11	2,08	2,08
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	1,79	1,74	1,77	1,76
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	2,05	2,09	2,07	2,07
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	1,8	2	1,9	1,9
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	1,77	1,77	1,77	1,77
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	2	2	2	2
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	1,90	1,98	1,94	1,94
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	1,74	1,79	1,76	1,77
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	2,11	2,12	2,13	2,12
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	1,96	1,97	1,98	1,97

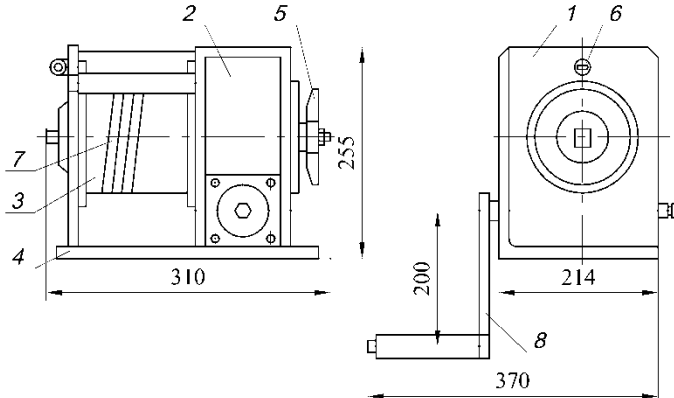
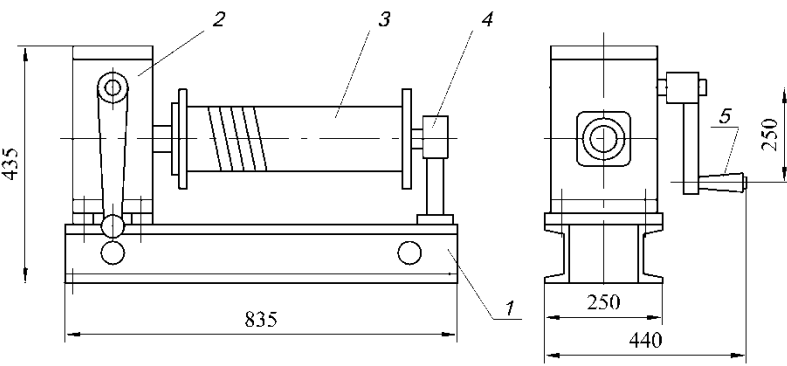
Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 при
визначенні максимальної потужності

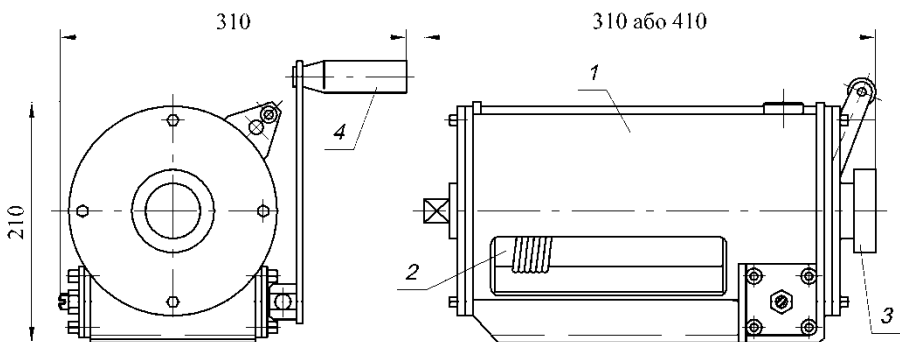
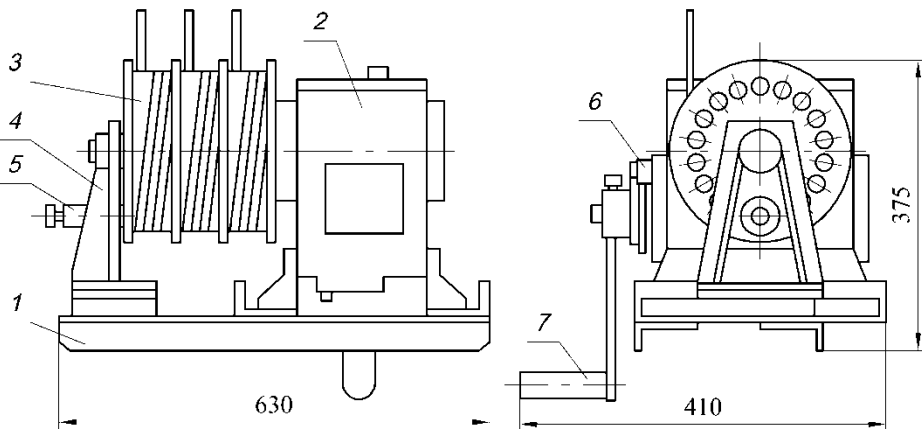
№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, N , κBm			Середн і знач- ня N , κBm
									Повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	0,011	0,012	0,013	0,012
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	0,027	0,025	0,026	0,026
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	0,012	0,013	0,011	0,012
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	0,045	0,043	0,044	0,044
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	0,050	0,053	0,056	0,053
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	0,048	0,045	0,042	0,045
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	0,03	0,03	0,03	0,03
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	0,032	0,036	0,034	0,034
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	0,032	0,032	0,032	0,032
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	0,020	0,023	0,023	0,022
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	0,040	0,044	0,042	0,042
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	0,031	0,032	0,033	0,032
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	0,069	0,071	0,073	0,071
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	0,085	0,087	0,086	0,086
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	0,072	0,075	0,075	0,074
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	0,06	0,07	0,03	0,05
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	0,057	0,057	0,057	0,057
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	0,053	0,053	0,053	0,053
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	0,016	0,018	0,017	0,017
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	0,031	0,030	0,032	0,031
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	0,022	0,026	0,024	0,024
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	0,051	0,052	0,056	0,053
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	0,062	0,064	0,066	0,064
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	0,051	0,059	0,055	0,055
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	0,036	0,037	0,041	0,038
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	0,040	0,046	0,043	0,043
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	0,03	0,05	0,04	0,04

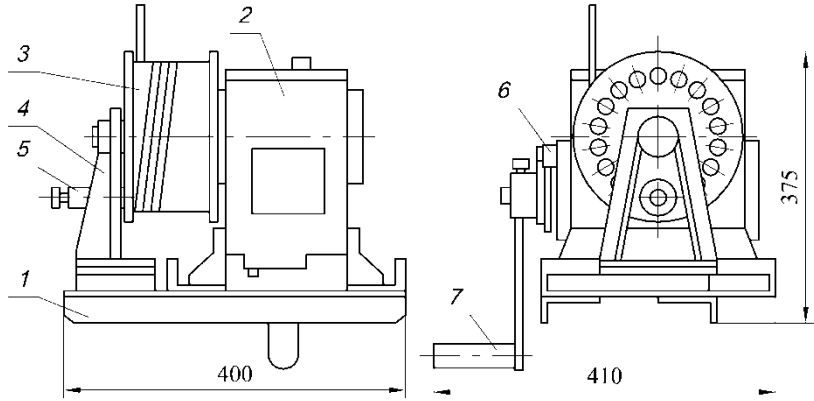
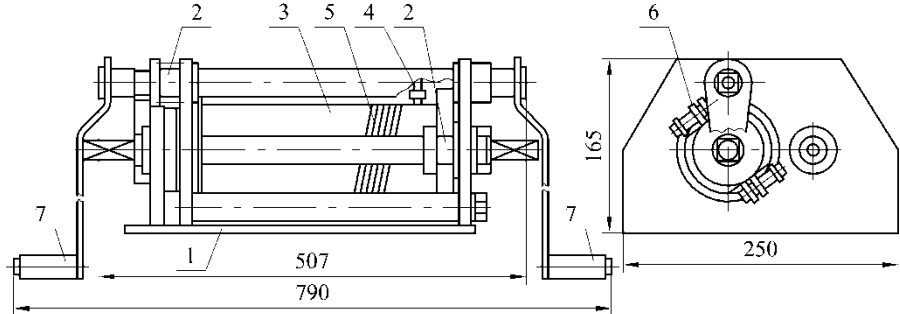
ДОДАТОК В

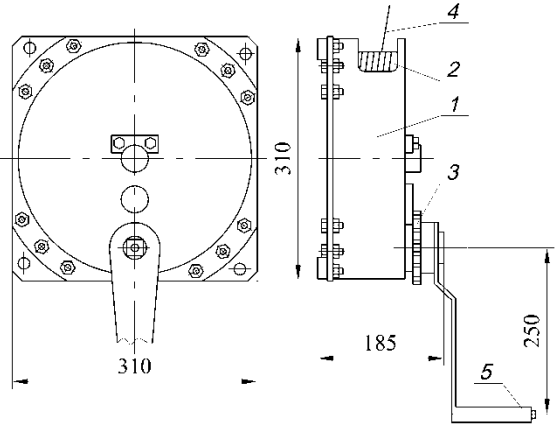
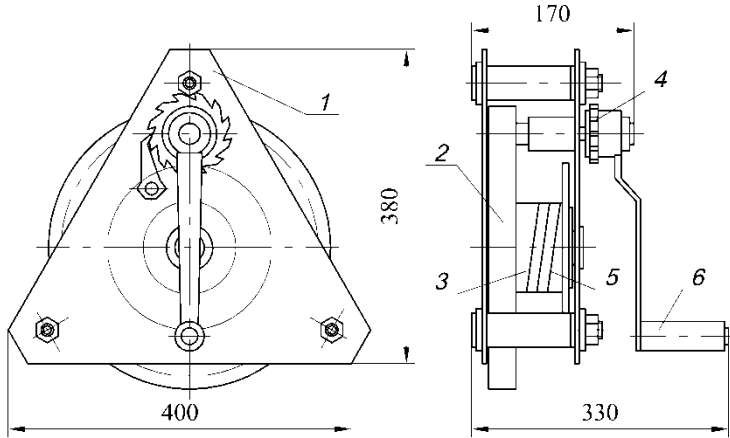
Конструкції тягових механізмів

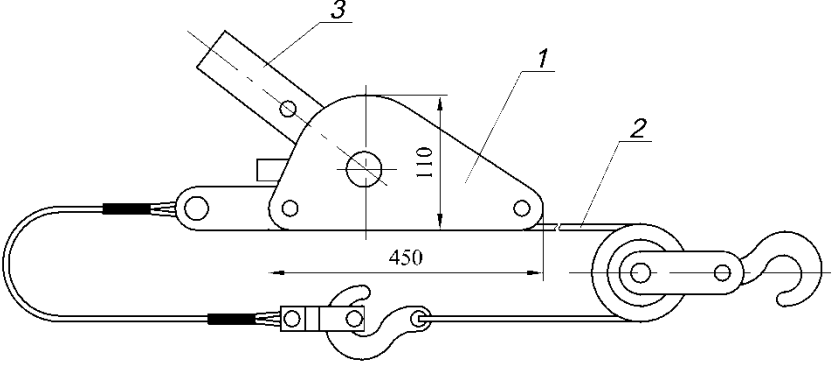
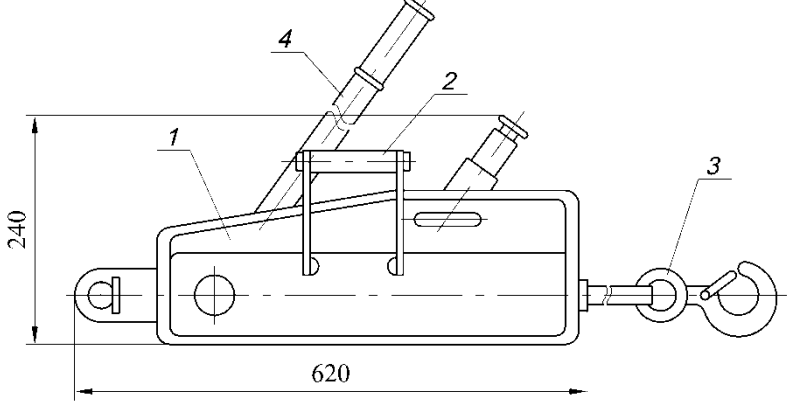
1	2	3	
Черв'ячні	 <p>1. Основа 2. Редуктор 3. Двохсекційний барабан 4. Виносна опора 5. Стопор 6. Храповик 7. Рукоятка</p> <p style="text-align: center;">Лебідка ручна черв'ячна двухсекційна</p>	Технічні характеристики	
		<p>Тягове зусилля, кН. Зусилля на рукоятці, кг. Діаметр каната, мм. Канатоємність, м. Швидкість навівання канату (при 35 об/хв рукоятки), м/хв. Габаритні розміри, мм. Маса (без канату) кг.</p>	<p>0,8 5 3,3; 4,8 8×2 1,23 525×365×310 38</p>
	 <p>1. Основа 2. Редуктор 3. Чотирьохсекційний барабан 4. Виносна опора 5. Стопор 6. Храповик 7. Рукоятка</p> <p style="text-align: center;">Лебідка ручна черв'ячна чотирьохсекційна</p>	Технічні характеристики	
		<p>Тягове зусилля, кН. Зусилля на рукоятці, кг. Діаметр каната, мм. Канатоємність, м. Швидкість навівання канату (при 35 об/хв рукоятки), м/хв. Габаритні розміри, мм. Маса (без канату) кг.</p>	<p>2,0 8 3,3; 4,1 7×4 1,35 780×410×375 75</p>

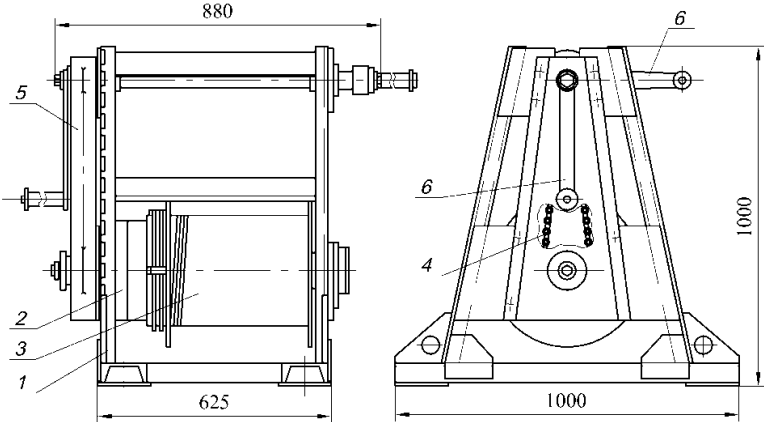
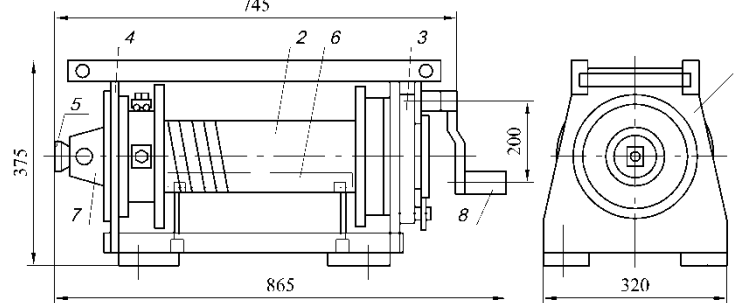
1	2	3	
Черв'ячні	 <p>1. Корпус 2. Редуктор 3. Барабан 4. Рама 5. Ручка зачеплення 6. Фіксатор 7. Канат 8. Рукоятка</p> <p>Лебідка ручна черв'ячна</p>	Технічні характеристики	
	 <p>1. Основа 2. Редуктор 3. Барабан 4. Виносна опора 5. Рукоятка</p> <p>Лебідка ручна черв'ячна</p>	Технічні характеристики	
		<p>Тягове зусилля, кН. 6,0</p> <p>Зусилля на рукоятці, кг. 18</p> <p>Діаметр каната, мм. 6,9</p> <p>Канатоємність, м. 20</p> <p>Швидкість навівання канату (при 35 об/хв рукоятки), м/хв.: 0,35</p> <p>- робочий режим 14,0</p> <p>- без вантажу 310×370×255</p> <p>Габаритні розміри, мм. 32</p> <p>Маса (без канату) кг.</p>	
		<p>Тягове зусилля, кН. 5,0</p> <p>Зусилля на рукоятці, кг. 10</p> <p>Діаметр каната, мм. 6,2</p> <p>Канатоємність, м. 120</p> <p>Швидкість навівання канату (при 35 об/хв рукоятки), м/хв. 0,3</p> <p>Габаритні розміри, мм. 835×440×435</p> <p>Маса (без канату) кг. 110</p>	

1	2	3	
Черв'ячні	 <p>1. Корпус 2. Барабан 3. Важіль 4. Рукоятка</p> <p>Лебідка ручна черв'ячна</p>	Технічні характеристики	
	 <p>1. Основа 2. Редуктор 3. Трьохсекційний барабан 4. Виносна опора 5. Стопор 6. Храповик 7. Рукоятка</p> <p>Лебідка ручна черв'ячна трьохсекційна</p>	Технічні характеристики	
		<p>Тягове зусилля, кН. Зусилля на рукоятці, кг. Діаметр каната, мм. Канатоємність, м. Швидкість навивання канату (при 35 об/хв рукоятки), м/хв.: - робочий режим - без вантажу Габаритні розміри, мм. Маса (без канату) кг.</p>	<p>3,0 12 5,1 21 0,29 11,0 310×310×210 21</p>
		<p>Тягове зусилля, кН. Зусилля на рукоятці, кг. Діаметр каната, мм. Канатоємність, м. Швидкість навивання канату (при 35 об/хв рукоятки), м/хв. Габаритні розміри, мм. Маса (без канату) кг.</p>	<p>3,0 10 4,8 8×3 0,6 630×410×375 70</p>

1	2	3																									
Черв'ячні	 <p>1. Основа 2. Редуктор 3. Барабан 4. Виносна опора 5. Стопор 6. Храповик 7. Рукоятка</p> <p>Лебідка ручна черв'ячна одnoseкційна</p>	Технічні характеристики																									
		<p>Тягове зусилля, кН. 1,5 Зусилля на рукоятці, кг. 10 Діаметр каната, мм. 3,3 Канатомісткість, м. 7 Швидкість навивання канату (при 35 об/хв рукоятки), м/хв. 1,35 Габаритні розміри, мм. 400×410×375 Маса (без канату) кг. 67</p>																									
Циліндричні	 <p>1. Основа 2. Циліндрична передача 3. Барабан 4. Канатоукладчик 5. Канат 6. Храповик 7. Рукоятка</p> <p>Лебідка ручна циліндрична</p>	Технічні характеристики																									
		<table border="1"> <thead> <tr> <th></th><th>I передача</th><th>II передача</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Тягове зусилля, кН.</td><td colspan="2">3,0</td></tr> <tr> <td>Зусилля на рукоятці, кг.</td><td>7</td><td>17</td></tr> <tr> <td>Зусилля на рукоятці, кг.</td><td>3,5</td><td>8,5</td></tr> <tr> <td>Діаметр каната, мм.</td><td colspan="2">5,1; 5,8</td></tr> <tr> <td>Канатомісткість, м.</td><td colspan="2">12</td></tr> <tr> <td>Швидкість навивання канату (при 35 об/хв рукоятки), м/хв.</td><td>1,2</td><td>3,3</td></tr> <tr> <td>Габаритні розміри, мм.</td><td colspan="2">507×250×165</td></tr> <tr> <td>Маса (без канату) кг.</td><td colspan="2">28</td></tr> </tbody> </table>		I передача	II передача	Тягове зусилля, кН.	3,0		Зусилля на рукоятці, кг.	7	17	Зусилля на рукоятці, кг.	3,5	8,5	Діаметр каната, мм.	5,1; 5,8		Канатомісткість, м.	12		Швидкість навивання канату (при 35 об/хв рукоятки), м/хв.	1,2	3,3	Габаритні розміри, мм.	507×250×165		Маса (без канату) кг.
	I передача	II передача																									
Тягове зусилля, кН.	3,0																										
Зусилля на рукоятці, кг.	7	17																									
Зусилля на рукоятці, кг.	3,5	8,5																									
Діаметр каната, мм.	5,1; 5,8																										
Канатомісткість, м.	12																										
Швидкість навивання канату (при 35 об/хв рукоятки), м/хв.	1,2	3,3																									
Габаритні розміри, мм.	507×250×165																										
Маса (без канату) кг.	28																										

1	2	3	
Настінні	 <p>1. Корпус 2. Барабан 3. Стопор 4. Канат 5. Рукоятка</p> <p>Лебідка ручна настінна</p>	<p>Технічні характеристики</p> <p>Тягове зусилля, кН. 4,0 Зусилля на рукоятці, кг. 15 Діаметр каната, мм. 6,9 Канатоємність, м. 10 Швидкість навівання канату (при 35 об/хв рукоятки), м/хв. 1,34 Габаритні розміри, мм. 185×310×310 Маса (без канату) кг. 19</p>	
	 <p>1. Корпус 2. Редуктор 3. Барабан 4. Стопор 5. Канат 6. Рукоятка</p> <p>Лебідка ручна настінна</p>	<p>Технічні характеристики</p> <p>Тягове зусилля, кН. 5,0 Зусилля на рукоятці, кг. 16 Діаметр каната, мм. 6,2 Канатоємність, м. 12 Швидкість навівання канату (при 35 об/хв рукоятки), м/хв. 1,3 Габаритні розміри, мм. 330×400×380 Маса (без канату) кг. 20</p>	

1	2	3	
Важільні	 <p>1. Корпус 2. Канат 3. Рукоятка</p> <p>Лебідка ручна важільна</p>	Технічні характеристики	
		<p>Тягове зусилля, кН. 5,0 Зусилля на рукоятці, кг. 26 Діаметр каната, мм. 4,1 Канатоємність, м. 3,5 Габаритні розміри, мм. 450×110×110 Маса (без канату) кг. 3,5</p>	
	 <p>1. Тяговий механізм 3. Канат з гаком 2. Ручка 4. Важіль</p> <p>Лебідка ручна важільна</p>	Технічні характеристики	
		<p>Тягове зусилля, кН. 16 Зусилля на важелі, кг. 32 Подача каната на робочий хід важеля, мм. 27 Діаметр каната, мм. 12 Довжина канта з гаком, м. 12 Габаритні розміри, мм. 620×85×240 Маса (без канату) кг. 15,5</p>	

1	2	3	
Планетарні	 <p>1. Рама 2. Редуктор 3. Барабан 4. Ланцюгова передача 5. Кожух 6. Рукоятка</p> <p>Лебідка ручна планетарна</p>	<p>Технічні характеристики</p> <p>Тягове зусилля, кН. 30 Зусилля на рукоятці, кг. 15 Діаметр каната, мм. 14...16,5 Канатомісткість, м. 100...80 Швидкість навівання канату (при 27 об/хв рукоятки), м/хв. 0,2 Габаритні розміри, мм. 880×1000×1000 Маса (без канату) кг. 300</p>	
	 <p>1. Корпус 2. Барабан 3. Редуктор 4. Опора 5. Стопор 6. Механізм притискання канату 7. Пристрій відключення редуктора від барабана 8. Рукоятка</p> <p>Лебідка ручна планетарна</p>	<p>Технічні характеристики</p> <p>Тягове зусилля, кН. 15 Зусилля на рукоятці, кг. 10 Діаметр каната, мм. 11 Канатомісткість, м. 100 Швидкість навівання канату (при 40 об/хв рукоятки), м/хв. 0,17 Габаритні розміри, мм. 865×320×375 Маса (без канату) кг. 150</p>	

ДОДАТОК Г

Програма для обчислення динамічних навантажень

Текст програми обчислень динамічних навантажень у канаті та побудови
графіків

```

unit Unit1;
interface
uses
  Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes, Graphics,
  Controls, Forms, Dialogs, StdCtrls, ExtCtrls, ComCtrls, TeEngine,
  Series, TeeProcs, Chart;
type
  TForm1 = class(TForm)
    PageControl1: TPageControl;
    TabSheet1: TTabSheet;
    TabSheet2: TTabSheet;
    TabSheet3: TTabSheet;
    LabeledEdit1: TLabeledEdit;
    LabeledEdit2: TLabeledEdit;
    LabeledEdit3: TLabeledEdit;
    LabeledEdit4: TLabeledEdit;
    LabeledEdit5: TLabeledEdit;
    LabeledEdit6: TLabeledEdit;
    LabeledEdit7: TLabeledEdit;
    LabeledEdit8: TLabeledEdit;
    LabeledEdit9: TLabeledEdit;
    LabeledEdit10: TLabeledEdit;
    LabeledEdit11: TLabeledEdit;
    Button1: TButton;
    LabeledEdit12: TLabeledEdit;
    Chart1: TChart;
    Series1: TLineSeries;
    Chart2: TChart;
    LineSeries1: TLineSeries;
    RadioGroup1: TRadioGroup;
    LabeledEdit13: TLabeledEdit;
    procedure Button1Click(Sender: TObject);
    procedure Chart1DbClick(Sender: TObject);
  private
    { Private declarations }
  public
    { Public declarations }
    procedure Convert;
end;

```

var

Form1: TForm1;

implementation

type ar=array[0..10] of extended;

var m1,m2,m3,J2,c1,c2,T0,W0,Rb,f3,b1,b2,b3,

Tm,t,Dt,Tmax,x1,x2,x3,fi2,u1,u2,u3:real;

{*\$R *.dfm*}

procedure TForm1.Convert;

begin

m3:=StrToFloat(LabeledEdit1.Text);

m2:=StrToFloat(LabeledEdit2.Text);

J2:=StrToFloat(LabeledEdit3.Text);

c2:=StrToFloat(LabeledEdit4.Text);

c1:=StrToFloat(LabeledEdit5.Text);

b1:=StrToFloat(LabeledEdit6.Text);

b2:=StrToFloat(LabeledEdit13.Text);

b3:=StrToFloat(LabeledEdit7.Text);

f3:=StrToFloat(LabeledEdit8.Text);

T0:=StrToFloat(LabeledEdit9.Text);

W0:=StrToFloat(LabeledEdit10.Text);

Rb:=StrToFloat(LabeledEdit11.Text);

T0:=10*T0;

TMax:=StrToFloat(LabeledEdit12.Text);

end;

procedure ff(y:ar;var f:ar);

//Обчислення правих частин

{y - масив початкових значень (кінцевих на минулому етапі)

f - масив значень похідних}

//тобто Y - це змінна, а F - це її похідна

var yy:extended;

Ftr,Beta_Kan:extended;

begin

if y[5]<0 **then**

begin

y[5]:=0;

Ftr:=0

end

else Ftr:=9.806*f3;

Beta_Kan:=-y[5]+y[3]+Rb*y[1];

f[1]:=-b2*Beta_Kan*Rb/J2-c2*Rb/J2*(-y[6]+y[4]+Rb*y[2])

+T0/J2*(1-y[1]/W0); *// u1_dot=*

f[3]:=-c1*y[4]/m2-T0/(Rb*m2)*(1-y[1]/W0)-b1*y[3]; *// u2_dot=*

f[5]:=b2*Beta_Kan/m3+c2/m3*(-y[6]+y[4]+Rb*y[2])-Ftr-

b3*y[5]/m3; *// u3_dot=*

f[2]:=y[1]; *// Fi2_dot=u1*

```

f[4]:=y[3]; // X2_dot=u2
f[6]:=y[5]; // X3_dot=u3
end;
procedure RKN(n,m:integer;x,x1:extended;y:ar; var y1:ar);
{n - кількість рівнянь
m - кількість інтервалів
x - початкове значення аргумента
x1 - кінцеве значення аргумента
y - масив вхідних даних
y1 - масив вихідних даних (результат)}
//Метод Рунге-Кутта
var i,j:integer;
    k,f:ar;
    h:extended;
begin
    h:=(x1-x)/m; y1:=y;
    for j:=1 to m do
    begin
        ff(y,f);
        for i:=1 to n do
        begin
            k[i]:=h*f[i];
            y[i]:=y1[i]+k[i]/2
        end;
        x:=x+h/2;
        ff(y,f);
        for i:=1 to n do
        begin
            k[i]:=k[i]+2*h*f[i];
            y[i]:=y1[i]+h*f[i]/2
        end;
        ff(y,f);
        for i:=1 to n do
        begin
            k[i]:=k[i]+2*h*f[i];
            y[i]:=y1[i]+h*f[i]
        end;
        x:=x+h/2;
        ff(y,f);
        for i:=1 to n do
        begin
            y[i]:=y1[i]+(k[i]+h*f[i])/6;
            y1[i]:=y[i]
        end;
    end;
end;

```

```

end;
procedure TForm1.Button1Click(Sender: TObject);
var yy,yy1:ar;
    Pk:extended;
    MMY:extended;
    j:integer;
begin
    //Обчислення графіка функції
    Convert;
    T:=0;
    Dt:=0.01;
    yy[1]:=W0;
    yy[2]:=0;
    yy[3]:=0;
    yy[4]:=0;
    yy[5]:=0;
    yy[6]:=0;
    Chart1.Series[0].Clear;
    Chart2.Series[0].Clear;
    j:=RadioGroup1.ItemIndex+1;
    Chart2.Title.Text[0]:=RadioGroup1.Items[RadioGroup1.ItemIndex];
    while t<=Tmax do
    begin
        RKN(6,100,t,t+dt,yy,yy1);
        Pk:=c2*(-yy1[6]+yy1[4]+yy1[2]*Rb)+b2*(-yy1[5]+yy1[3]+Rb*yy1[1]);
        t:=t+dt;
        Chart1.Series[0].AddXY(t,pk,",clTeeColor);
        Chart2.Series[0].AddXY(t,yy1[j],"clTeeColor);
        yy:=yy1;
    end;
    MMY:=(Chart1.MaxYValue(Chart1.LeftAxis)-
        Chart1.MinYValue(Chart1.LeftAxis))/50;
    Chart1.LeftAxis.Automatic:=False ;
    Chart1.LeftAxis.Maximum:=MMY+Chart1.MaxYValue(Chart1.LeftAxis);
    Chart1.LeftAxis.Minimum:=Chart1.MinYValue(Chart1.LeftAxis)-MMY;
    MMY:=(Chart2.MaxYValue(Chart2.LeftAxis)-
        Chart2.MinYValue(Chart2.LeftAxis))/50;
    Chart2.LeftAxis.Automatic:=False ;
    Chart2.LeftAxis.Maximum:=MMY+Chart2.MaxYValue(Chart2.LeftAxis);
    Chart2.LeftAxis.Minimum:=Chart2.MinYValue( Chart2.LeftAxis )-MMY;
end;
procedure TForm1.Chart1DbClick(Sender: TObject);
begin
    (Sender as TChart).CopyToClipboardBitmap;
end;

```

end.

Form1

Від даних | Графік зусилля в канаті | Графіки залежностей

Маса вантажу
1000

Маса приводу
100

Момент інерції приводу (при $i=100$)
1000

Жорсткість канату
200000

Жорсткість опори
100000

Вязкість опори
100

Вязкість канату
10

Вязкість вантажу
1000

Коефіцієнт тертя вантажу
0.4

Крутний момент барабана (номінальний)
2000

Кутова швидкість барабана
1

Радіус барабана
0.1

Коефіцієнт жорсткості двигуна
10

Параметр для графіка

- ☒ Швидкість Φ_i
- ☐ Кут Φ_i
- ☐ Швидкість зміщення опори
- ☐ Зміщення опори
- ☐ Швидкість вантажу
- ☐ Переміщення вантажу

Максимальний час
5

Обчислити

Зовнішній вигляд вікна програми розрахунку динамічних навантажень у системі обладнаній лебідкою.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Голова правління ПАТ «Рівнесільмаш»
Р.І. Басараб



АКТ

Впровадження наукової розробки Клендія Володимира Миколайовича, Мельничука Сергія Леонідовича, Казмірчука Петра Васильовича, Третьякова Олександра Леонідовича, Котика Романа Миколайовича і Кондратюка Олександра Михайловича у 2016 році реалізовані в конструкції секції гвинтової спіралі, яка захищена корисною моделлю до патенту України №112545, Бюл.№24, 2016року.

Запропоноване технічне рішення дає можливість розширити технологічні можливості і підвищити продуктивність праці шляхом створення пристрою для формування гвинтових пружних елементів на крок. В результаті впровадження у виробництво річний економічний ефект складає 5684 гривні при використанні 10 конвеєрів.

Голова комісії
заступник голови правління
ПАТ «Рівнесільмаш»

Г.Я.Цилюк

Члени комісії:
начальник технічного відділу
ПАТ «Рівнесільмаш»

С.А.Дунаєв

головний конструктор
ПАТ «Рівнесільмаш»

В.Ф.Орлов

ст. викладач, к.т.н. НУВГП

О.М.Кондратюк

ТОВАРИСТВО
З ДОДАТКОВОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ
"БУЛАТ"



THE ADDITIONAL
LIABILITY COMPANY
"BULAT"

Юридична адреса:
48120, Україна, Тернопільська обл., смт Мискулівці,
вул. Тернопільська, 35
Телефон: +380-355-151-145,
телефакс: +380-355-151-000

Address:
48120, 35 Ternopil'ska St, Mykulynsi, Ternopil region, Ukraine
Tel. +380-355-151-145
Fax, +380-355-151-000

АКТ

Впровадження наукової розробки на ТДВ "Булат".

Даний акт складений про те, що за результатами наукової розробки, проведеної в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя з виготовлення експериментального зразка пристрою для формування гвинтових пружних елементів на крок згідно деклараційного патенту України № 112545 авторів Клепця Володимира Миколайовича, Мельничука Сергія Леопідовича, Казмірчука Петра Васильовича, Третякова Олександра Леопідовича та Котика Романа Миколайовича. Розроблена та реалізована розробка забезпечує підвищення продуктивності технологічного процесу формування гвинтових пружних елементів на крок.

Директор



О.В.Ковальчук